VI.- VAPORIZACIÓN

pfernandezdiez.es

Fundamentos del proceso de vaporización	*219*
Curva de vaporización	*220*
Vaporización forzada	*222*
Evaluación del intercambio térmico en la vaporización	*224*
Coeficientes de transferencia de calor	*224*
Convección en fase única	*225*
Vaporización subenfriada	*225*
Vaporización convectiva y puntual	*225*
Postflujo térmico crítico	*225*
Reinundación	*226*
Fenomenología del flujo térmico crítico	*226*
Factores que afectan al flujo térmico crítico	*227*
Tubos estriados	*228*
Criterios para la evaluación del flujo térmico crítico	*230*
Intercambio térmico supercrítico. Seudovaporización y vaporización seudopelicular	*231*
Regímenes de transferencia térmica	*232*
Flujo en dos fases	*232*
Flujo en burbujas	*233*
Flujo intermedio o taponado	*233*
Flujo anular	*233*
Flujo en neblina	*233*
Diagramas de flujo	*234*
Caída y gradiente de presión	*235*
Modelo de flujo homogéneo	*236*
Modelo de flujos separados	*237*
Inestabilidades	*238*
Inestabilidad errática	*238*
Inestabilidad de densidad oscilante	*240*
Separación vapor-agua	*240*
Factores que afectan a la separación del vapor	*243*
Separación natural	*244*
Separación primaria asistida por deflectores	*245*
Separadores mecánicos	*246*
Características funcionales del separador mecánico	*247*
Caída de presión en el separador de vapor	*248*
Volumen del calderín de vapor	*248*
Circulación	*249*
Sistemas con recirculación	*250*
Sistemas de paso único	*250*
Circulación natural	*251*
Circulación forzada	*252*
Evaluación de la circulación	*253*
Criterios de diseño	*253*
Límites de flujo térmico crítico y de estabilidad	*253*
Límites en separadores de vapor y en calderín de vapor	*254*
Límites mínimos de velocidad	*254*
Sensibilidad	*254*
Flujo térmico crítico	*255*
Referencias	*257*

El proceso simultáneo de la vaporización a presión y del flujo en dos fases *agua-vapor*, es un caso de transferencia de calor y de flujo en el estudio de los generadores de vapor. La vaporización es un proceso de intercambio térmico a presión constante, en el que al aplicar calor al líquido éste no modifica su temperatura. La transferencia térmica es elevada por lo que el proceso de vaporización es un método ideal de refrigeración de las superficies expuestas a elevados aportes de calor.

El fenómeno de la vaporización en los generadores de vapor plantea problemas como:

- La interrupción súbita de la vaporización, con aportes de calor muy elevados

- El presentar fluctuaciones en el régimen de circulación

- La obtención de una eficiente separación entre vapor y agua

- La aparición de diferencias significativas en la densidad de los fluidos contenidos en los tubos calentados y en los tubos no calentados

La mayor parte de los generadores de vapor que queman combustibles fósiles y todos los sistemas nucleares, operan dentro de un intervalo de presiones en el que la vaporización es el elemento clave, por lo que para el diseño de estas unidades se necesita comprender la vaporización y todos los fenómenos relacionados con ella.

En condiciones supercríticas, en las que el agua no hierve sino que experimenta una transición continua desde la fase líquida a la de vapor, se presentan unas características especiales de transferencia de calor y un comportamiento muy particular del proceso de vaporización.

VI.1.- FUNDAMENTOS DEL PROCESO DE VAPORIZACIÓN

La temperatura de saturación T_{sat} depende sólo de la presión. A la presión atmosférica la temperatura de saturación del agua es de 212ºF (100ºC), punto en el que tiene lugar la generación de vapor, produciéndose burbujas libres de vapor en el seno del líquido, que está sometido a un calentamiento continuo. A medida que la presión aumenta hasta la presión crítica, 3.208,2 psi (221,2 bar), el calor latente de vaporización tiende a cero y la formación de burbujas asociada a la vaporización disminuye.

A presiones superiores a la crítica, a medida que aumenta la temperatura al aplicar calor, se presenta una suave transición desde el estado líquido al de vapor.

Curva de vaporización.- En la Fig VI.1 se representa una curva de vaporización relativa a un conductor eléctrico que calienta agua en un recipiente; el flujo térmico por unidad de superficie intercambiadora y la diferencia de temperaturas entre la superficie metálica y el fluido se representan a escala logarítmica.

Entre los puntos A y B el intercambio térmico por convección refrigera el conductor, no existiendo en este período vaporización.

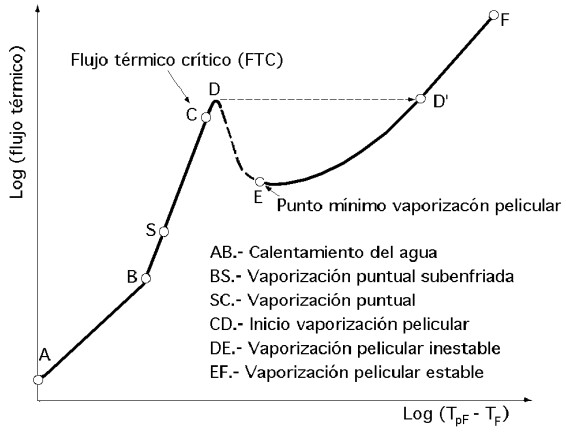


Fig VI.1.- Curva de vaporización

Si se traspasa el punto B (punto de *vaporización incipiente*), la temperatura del líquido próximo a la superficie calentada, sobrepasa ligeramente a su temperatura de saturación, mientras que la masa restante de líquido permanece subenfriada. Seguidamente, en las regiones cercanas al conductor comienza la formación generalizada de burbujas que, al principio, son muy pequeñas y que, posteriormente, se colapsan en cuanto entran en contacto con la masa restante del fluido, que está más fría; este fenómeno se denomina *vaporización subenfriada* y se representa entre los puntos B y S de la curva; la transferencia térmica es bastante elevada, pero no hay generación neta de vapor.

Entre los puntos S y C, la temperatura del fluido crece y alcanza la temperatura de saturación. Las burbujas ya no quedan confinadas en las regiones próximas a la superficie, sino que se desplazan hacia la masa restante; esta zona de la curva se conoce como región de *vaporización puntual*, en la que la transferencia térmica, al igual que en la vaporización subenfriada, es bastante elevada; la superficie del metal se encuentra a una temperatura ligeramente superior a la de saturación.

A medida que se llega al punto C la vaporización puntual aumenta; el régimen de generación de vapor es tan grande que separa el contacto del líquido con la superficie metálica, refrigerándola mal. Transitoriamente, la superficie metálica queda recubierta por una capa aislante de vapor, que dificulta el intercambio térmico y, de ahí, el que se reduzca la disponibilidad de la superficie para la transferencia de calor; esta transición se conoce como flujo térmico crítico (FTC), o zona de quemado.

En hogares de calderas que queman combustible fósil y en los núcleos de reactores nucleares, el aporte de calor es independiente de la temperatura de la superficie; sin embargo, una reducción de la transferencia de calor puede provocar un incremento de la temperatura en la superficie, desde D hasta D', de forma que, en algunos casos, la temperatura de la superficie es tan elevada que se puede fundir el metal de la misma.

En el generador de vapor perteneciente a un sistema nuclear el régimen de aporte de calor depende de la temperatura de la superficie, por lo que la temperatura media de ésta se incrementa, conforme se reduce el intercambio térmico. Esta región se representa, Fig VI.1 entre los puntos D y E y se conoce como *vaporización pelicular inestable*, o vaporización transitoria. Como no se presenta un importante incremento de temperatura en la superficie, las consecuencias son:

- *Reducción de las características de intercambio térmico*
- *Menor transferencia de energía*

Los fenómenos que suceden en la región de D a E son complejos e inestables, porque hay áreas de superficies intercambiadoras de calor que fluctúan entre las condiciones de una vaporización húmeda y de una vaporización seca.

Desde E a D' y F, la superficie está recubierta por una capa aislante de vapor de agua; la energía térmica se transfiere desde la superficie sólida hacia la interfaz líquido-vapor, por radiación, conducción y algo por convección; a partir de aquí se produce la vaporización y se desprenden burbujas; esta región de transferencia de calor se conoce como zona de *vaporización en película estable*.

Es muy importante mantener una vaporización subenfriada en zonas de superficies con alto aporte de calor, o en los núcleos de reactores nucleares, para así garantizar una refrigeración adecuada de la superficie y prevenir fallos en los materiales.

En zonas de bajo flujo térmico, o cuando el régimen de intercambio térmico esté controlado por el coeficiente de transferencia de calor del lado de la vaporización, se acepta que la vaporización es pelicular, estable o inestable.

VI.2.- VAPORIZACIÓN FORZADA

En un flujo de fluido, la vaporización forzada se produce prácticamente en todos los sistemas de generación de vapor, siendo un fenómeno muy complejo que implica la participación de:

- *Los flujos de un fluido en dos fases*
- *La acción de la gravedad*
- *El intercambio másico*
- *El intercambio térmico en vaporización*

La Fig VI.2 representa la vaporización de agua en un tubo largo, circular, uniformemente calentado. El agua entra en el tubo como líquido subenfriado y la transferencia de calor por convección es la que refrigera el tubo.

Se alcanza el punto de la vaporización incipiente (1) y comienza la vaporización subenfriada con el inicio de un flujo de burbujas; la temperatura sigue aumentando hasta que toda la masa del fluido alcanza la temperatura de saturación y entonces se produce la vaporización puntual (2). A

partir de aquí comienza la vaporización forzada, en la que la mezcla *vapor-agua* progresa a través de una serie de estructuras de flujo, identificadas como de burbujas, intermedia y anular, consecuencia de las complejas interacciones asociadas al comportamiento de la vaporización superficial, entre:

- *Las fuerzas de tensión superficial*
- *Los fenómenos interfaciales*
- *Las caídas de presión*
- *Las densidades de la mezcla agua-vapor*
- *El efecto de las cantidades de movimiento*

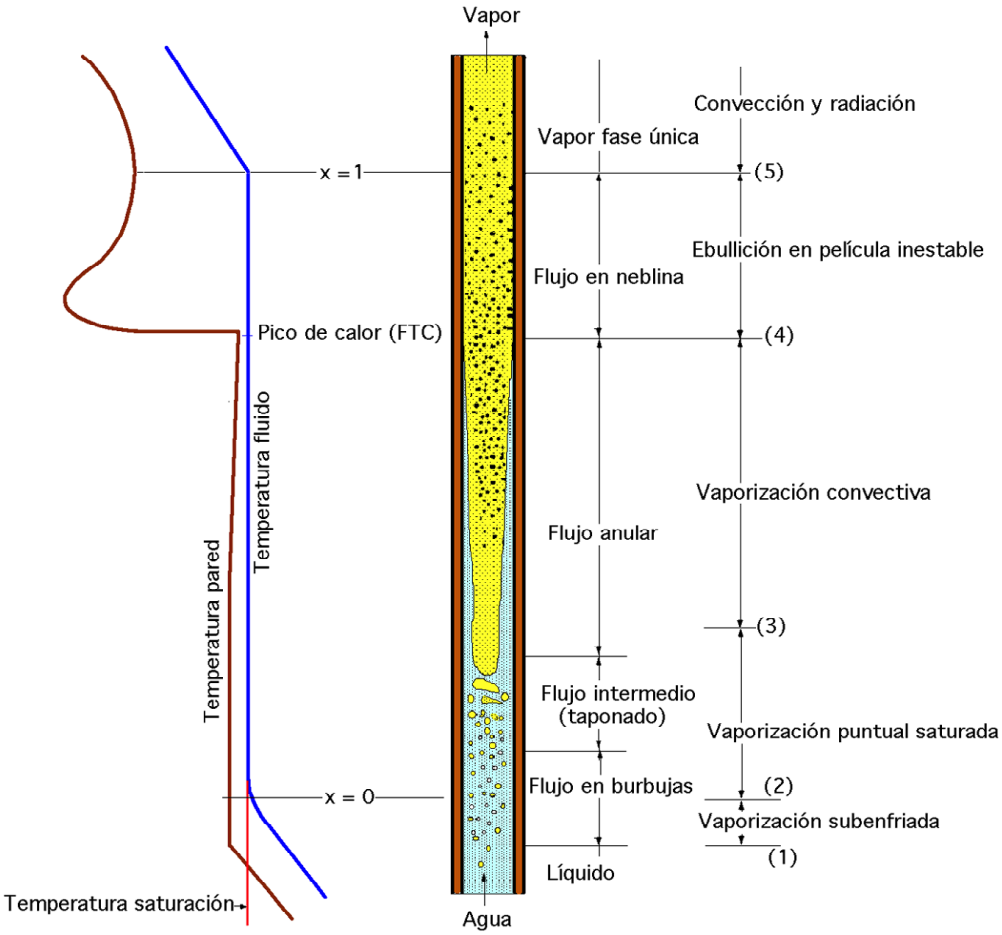


Fig VI.2 Vaporización en tubo vertical calentado uniformemente

Si en la vaporización el intercambio térmico se mantiene por toda la masa del fluido, se alcanza un punto del régimen de flujo anular en el que la película de líquido en contacto con la pared se hace tan delgada que desaparece la vaporización nucleada en la película (3); entonces el intercambio térmico a través de la delgada película anular tiene lugar por conducción y convección, con vaporización superficial en la interfaz *vapor-agua*; este mecanismo de transferencia de calor se conoce como vaporización convectiva, y da lugar a altos valores de transferencia de calor. Hay que matizar que no todo el líquido llega a estar en contacto con la pared tubular, por cuanto una parte del mismo se arrastra hacia el núcleo de vapor en forma de gotitas dispersas.

En el punto (4) toda la superficie tubular ya no está mojada por el agua, presentándose el flujo

térmico crítico o punto de secado, que va asociado a un incremento de temperatura.

La ubicación del punto (4) y el aumento correspondiente de la temperatura, dependen de varios parámetros, como:

- *El régimen de flujo térmico*
- *El flujo másico*
- *La configuración y dimensiones*
- *El título del vapor*

Entre los puntos (4) y (5) de la Fig VI.2, se produce una transferencia de calor que se conoce como postflujo térmico crítico; más allá del punto (5), todo el líquido está vaporizado, y tiene lugar una convección hacia el vapor.

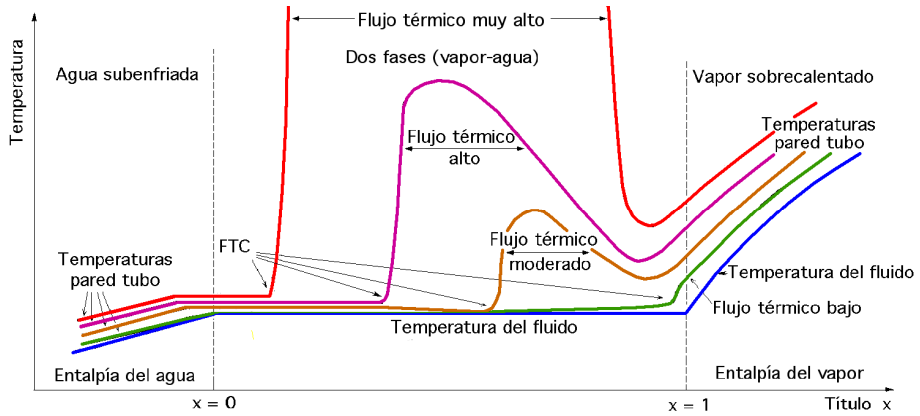


Fig VI.3.- Efecto del aporte de calor en condiciones de flujo térmico crítico y el incremento de temperatura correspondiente de la pared tubular para diversas condiciones de aporte de calor

La Fig VI.3 representa el efecto que tiene el aporte de calor en la posición del flujo térmico crítico y el correspondiente incremento de la temperatura.

Evaluación del intercambio térmico en la vaporización.- Es importante determinar la posición del flujo térmico crítico que, como se sabe, es un punto singular en el que por la drástica reducción que experimenta el intercambio térmico se pueden provocar:

- *Temperaturas excesivas en el metal y posibles fallos de los tubos*
- *Pérdidas inaceptables en las características térmicas funcionales*
- *Fluctuaciones de temperatura inaceptables y posibles fallos por fatiga térmica*

También hay que disponer de datos que permitan predecir el régimen de la transferencia térmica, aguas abajo del punto de secado.

VI.3.- COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Todas las correlaciones que intervienen en la transferencia de calor son el resultado de estudios específicos, con unas particulares condiciones de superficie y geometría. En general, la mayoría

de las correlaciones se refieren a: $\begin{cases} \text{- Convección en fase única} \\ \text{- Vaporización subenfriada} \\ \text{- Vaporización convectiva y puntual} \\ \text{- Intercambio térmico post-flujo térmico crítico} \\ \text{- Reinundación} \end{cases}$

Convección en fase única.- La convección forzada tiene lugar cuando el flujo térmico calculado para la misma es mayor que el flujo térmico calculado para la vaporización, punto (1) Fig VI.2, es decir, se verifica:

$$q_{convección\ forzada} > q_{vaporización}$$

Para la mayoría de las aplicaciones en generadores de vapor, existen muchas correlaciones que definen la vaporización subenfriada y la región de transición.

Vaporización subenfriada.- Para las zonas en las que tiene lugar la vaporización subenfriada, una correlación que caracteriza el proceso térmico, en unidades inglesas, es:

$$\Delta T_{sat} = 60 \left(\frac{q''}{10^6} \right)^{\frac{1}{4}} = e^{-\frac{p}{900}}, \ con: \begin{cases} \Delta T_{sat} = T_{pF} - T_{sat}\ , ^oF \\ T_{pF} = temperatura\ de\ la\ pared \\ T_{sat} = temperatura\ del\ agua\ saturada,\ ambas\ en\ ^oF \\ q = flujo\ térmico,\ Btu/ft^2 h \\ p = presión,\ psi \end{cases}$$

Vaporización convectiva y puntual.- En la región de vaporización saturada, la transferencia de calor tiene lugar mediante una combinación de la:

- Formación de burbujas (puntual) en la vaporización en superficie tubular
- Vaporización en la interfaz vapor-agua (convectiva), con flujo anular

Con títulos de vapor bajos predomina la puntual, y con títulos altos predomina la convectiva.

Para cada valor del título de vapor existen correlaciones independientes, siendo las más utilizadas las que cubren todos los regímenes de vaporización saturada que implican la suma promediada de las vaporizaciones que intervienen, puntual y convectiva.

En general es suficiente la correlación de vaporización subenfriada, propuesta por la ecuación anterior. Existen otras correlaciones de mayor precisión que se recomiendan para su aplicación a sistemas de vaporización saturada, pero que en muchas calderas y en aplicaciones a reactores no son de interés.

Postflujo térmico crítico.- Cuando se interrumpe la vaporización, existe la posibilidad de que se incremente notablemente la temperatura del metal del tubo a causa del fenómeno del flujo térmico crítico, Fig VI.3. La máxima elevación de la temperatura es importante, ya que permite es-

tablecer cuando puede tener lugar el recalentamiento de la pared tubular, por lo que es interesante estimar la transferencia de calor con vistas a una exacta previsión de todas y cada una de las condiciones y características térmicas funcionales.

Cuando la superficie tubular deja de estar mojada y las gotitas de agua se arrastran por el flujo de vapor, el proceso de transferencia térmica se complica, comprendiendo las siguientes situaciones:

- Intercambio térmico convectivo hacia el vapor, que llega al estado de vapor sobrecalentado

- Intercambio térmico hacia las gotas de agua que impactan la superficie tubular desde el núcleo del flujo de fluido

- Radiación directa de la superficie tubular a gotas que están en la masa del flujo de fluido

- Intercambio térmico desde el vapor a las gotas

Las correlaciones de la transferencia de calor en esta región no proporcionan una buena estimación; la predicción exacta requiere de datos experimentales sobre las condiciones del flujo del fluido similares a las consideradas; los modelos informáticos resultan interesantes.

Reinundación.- El concepto de reinundación se introduce para evaluar los sistemas de refrigeración en una emergencia, en especial para el núcleo de los reactores nucleares. En el caso de una supuesta pérdida total del sistema de refrigeración, el núcleo del reactor podría pasar por las condiciones de flujo térmico crítico y llegar a quedar totalmente seco.

El término reinundación se utiliza para identificar los fenómenos termohidráulicos que intervienen en el proceso de la reposición del mojado en las superficies de las vainas de combustible, cuando se restablece el flujo del sistema refrigerante hacia el núcleo del reactor. A veces, la temperatura superficial del metal cae lo suficiente como para permitir que un frente líquido sea capaz de mojar de nuevo la superficie de las vainas de combustible; un análisis completo del fenómeno incluye el estudio de las condiciones transitorias de los elementos de combustible y la interacción con los procesos de transferencia en *agua-vapor*.

Fenomenología del flujo térmico crítico.- Uno de los objetivos que se persiguen en el diseño de un generador de vapor con caldera dotada de recirculación o de un reactor nuclear, es evitar las condiciones del flujo térmico crítico, que es uno de los parámetros más importantes a tener en cuenta en el diseño de un generador de vapor, y que identifica el conjunto de condiciones funcionales: *flujo másico, presión, flujo térmico y título de vapor,* que cubren la transición entre regímenes de intercambio térmico $\begin{cases} \textit{- Elevados, con vaporización forzada, puntual o convectiva} \\ \textit{- Más bajos, resultantes de la vaporización pelicular Fig VI.1 y 2} \end{cases}$

El conjunto de las condiciones operativas depende de la geometría que interviene en el proceso, siendo el flujo térmico crítico el parámetro que comprende todos los fenómenos relacionados con

el punto de quemado.

El diseño de los generadores de vapor de paso único consiste en situar el incremento de temperatura en la ubicación del flujo térmico crítico; para ello se definen $\begin{cases} \textit{- el perfil del flujo térmico} \\ \textit{- la geometría de paso del flujo} \\ \textit{- la presión de operación} \\ \textit{- la entalpía de entrada} \end{cases}$, dejando como variables el $\begin{cases} \textit{- flujo másico} \\ \textit{- título del vapor} \\ \textit{- efecto e influencia del diámetro de los tubos y de algunas superficies} \end{cases}$, que son más fáciles de ajustar.

Factores que afectan al flujo térmico crítico.- La fenomenología asociada al flujo térmico crítico en las condiciones de flujo que se presentan en los generadores de vapor, fósiles y nucleares, está afectada por una gran variedad de parámetros, siendo los principales las condiciones de operación y la geometría del diseño.

a) Las condiciones de operación que afectan al flujo térmico crítico, son $\begin{cases} \textit{la presión} \\ \textit{el flujo másico} \\ \textit{el título del vapor} \end{cases}$

b) Los factores geométricos de diseño incluyen:

- Las dimensiones y perfil de las secciones de paso del flujo másico

- Las obstrucciones en el recorrido del flujo másico

- El perfil del flujo térmico

- La inclinación y configuración de la superficie de paredes conductoras del flujo másico, etc.

Algunas de estas dependencias se representan en las Fig VI.3 a 7. La Fig VI.3 muestra el efecto que origina en la temperatura un incremento en el aporte de calor, para un tubo vertical uniformemente calentado, y refrigerado interiormente por un flujo ascendente de agua:

- Con flujos térmicos bajos, el flujo de agua se puede vaporizar casi por completo, antes de que se pueda observar una elevación de la temperatura

- Con flujos térmicos moderados y altos, la posición del flujo térmico crítico se mueve progresivamente hacia la entrada del tubo al tiempo que se incrementa la temperatura

- Con flujos térmicos muy altos, el flujo térmico crítico se presenta con un título de vapor bajo, y la temperatura del metal puede ser lo suficientemente elevada como para llegar a fundir el tubo

- Con regímenes de aporte de calor extraordinariamente altos, el flujo térmico crítico se puede presentar, incluso, en agua subenfriada

En reactores nucleares de agua presurizada PWR, uno de los criterios más importantes es evitar este último tipo de flujo térmico crítico.

Muchas de las grandes calderas que queman combustibles fósiles se diseñan para operar con

presiones que se sitúan entre $\begin{cases} 2000 \div 3000\ psi \\ 137{,}9 \div 206{,}9\ bar \end{cases}$

En este intervalo de presiones, el efecto de la presión sobre el flujo térmico crítico es importante y en la Fig VI.4 se indica por medio de un límite de la calidad del vapor que cae rápidamente en las proximidades del punto crítico; para un flujo térmico constante, el flujo térmico crítico se presenta con un título de vapor menor, conforme aumenta la presión de operación.

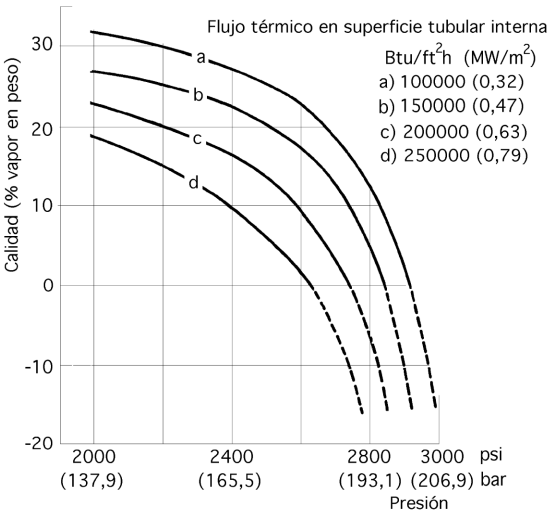


Fig VI.4.- Límite de calidad del vapor para FTC-presión para varios flujos térmicos en superficie tubular interna

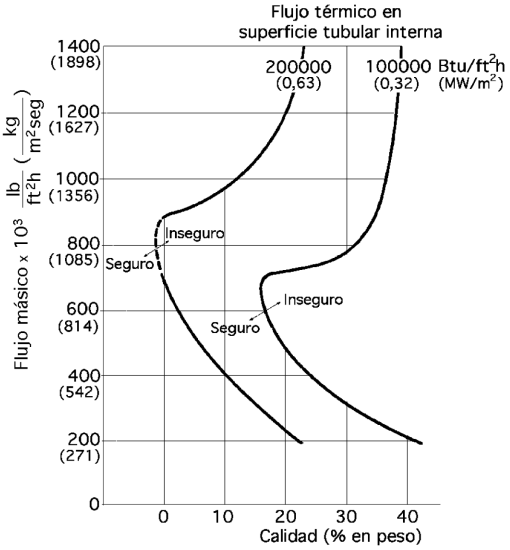


Fig VI.5.- Límite de calidad del vapor para FTC-Flujo másico a 2700 psi (1286,2 bar)

La Fig VI.5 es muy útil en el diseño de calderas con circulación natural que quemen combustibles fósiles; en ella se definen los límites seguro e inseguro para dos niveles de flujo térmico a una presión dada, en función de la calidad del vapor y de la velocidad másica.

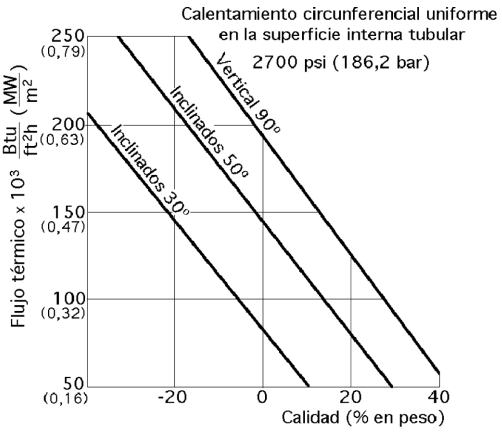


Fig VI.6.- Efecto de la inclinación sobre el FTC para 700.000 lb/ft²h (950 kg/m²seg)

Se pueden incluir otros factores cuando los tubos que forman parte de la construcción de paredes membrana están inclinados respecto a la vertical, o tienen diferentes diámetros interiores o distintas configuraciones superficiales. La pendiente del paso de flujo másico puede tener un efecto drástico sobre las condiciones del flujo térmico crítico, tal como se muestra en la Fig VI.6.

VI.4.- TUBOS ESTRIADOS

Para retrasar la aparición del flujo térmico crítico se han diseñado y ensayado un extenso número de dispositivos como los: $\begin{cases} \text{- } torsionadores\ internos \\ \text{- } muelles \\ \text{- } diversos\ tipos\ de\ tubos:\ acanalados,\ estriados\ y\ corrugados\ ondulados \end{cases}$

El rendimiento más satisfactorio se obtiene con tubos estriados que tienen talladas en su cara interna una o varias hélices de estrías:

- Tubos estriados monohelicoidal, para tubos de pequeño diámetro interior, como los que se utilizan en calderas subcríticas de paso único

- Tubos estriados multihelicoidales

Ambos tipos de tubos han demostrado una notable aptitud para retrasar la interrupción de la vaporización puntual y evitar la rápida aparición del flujo térmico crítico, FTC.

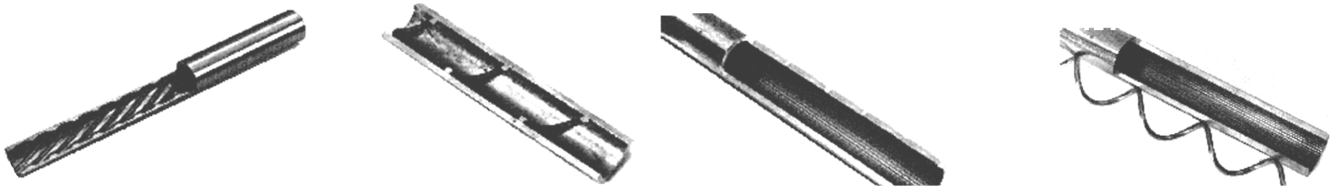
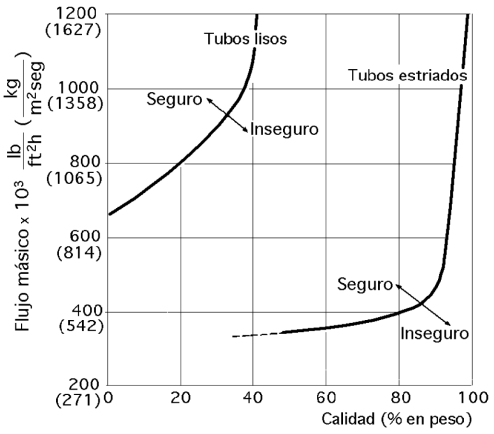


Fig VI.7.- Tubos estriados multihelicoidal, monohelicoidal, tubo liso y tubo con muelle

La Fig VI.8 compara la efectividad de un tubo estriado con la de un tubo liso, en una pared membrana.; este diagrama difiere del de la Fig VI.5, en el que el flujo térmico se define como un valor promedio referido a la superficie proyectada, que es mucho más significativo cuando se discute la absorción de calor por paredes membrana.

Los tubos con estriado interno ofrecen un balance mejorado de las características funcionales en condiciones de flujo térmico crítico $\begin{cases} \textit{- con una aceptable caída de presión} \\ \textit{- sin prácticamente otros efectos contraproducentes} \end{cases}$



Presión del vapor 2800 psi (193,1 bar);

$$\frac{\textit{Flujo térmico}}{\textit{Area proyectada}} = 140.000\ \frac{Btu}{ft^2 h},\ (0,44\ \frac{MW}{m^2})$$

Fig VI.8.- Límite de calidad del vapor para flujo térmico crítico en tubos lisos y estriados

Las estrías generan un flujo turbulento que provoca una acción centrifugadora del agua hacia la pared tubular retrasando el arrastre de líquido por el vapor, por lo que se previene el secado de la película, hasta que se alcanzan títulos de vapor y flujos térmicos que son mucho más altos.

Como un tubo estriado es más caro que un tubo liso, su utilización depende del balance económico que se haga entre diversos factores de diseño; en la mayoría de los casos, el uso de tubos estriados tiene poco interés a presiones inferiores a 2.200 psi (151,7 bar).

Criterios para la evaluación del flujo térmico crítico.- Se han realizado algunos progresos en el desarrollo de los procedimientos de evaluación generales y, en particular, para el caso de un tubo liso, uniformemente calentado por el exterior y con circulación de agua ascendente por su interior.

Para minimizar en lo posible este fenómeno se ha desarrollado una extensa base de datos con sus correspondientes correlaciones; un ejemplo gráfico se presenta en la Fig VI.5, para un tubo de una caldera convencional que consume combustible fósil.

Una correlación interesante para el flujo térmico crítico Q_{FTC}, establecida para el análisis de los subcanales de los haces de barras de combustible de un reactor nuclear es:

$$Q_{FTC} = \frac{(a - b\, d_H)\, \{A_1 (A_2\ G)^{A_3 + A_4 (p - 2000)} - A_9\ x_{FTC}\ r_{líq\text{-}vap}\ G\}}{A_5 (A_6\ G)^{A_7 + A_8 (p - 2000)}}$$

en la que:

$a = 1{,}15509$; $b = 0{,}40703$; $A_1 = 0{,}3702.10^3$; $A_2 = 0{,}59137.10^{-6}$; $A_3 = 0{,}8304$; $A_4 = 0{,}6848.10^{-3}$;

$A_5 = 12{,}71$; $A_6 = 0{,}30545.10^{-5}$; $A_7 = 0{,}71186$; $A_8 = 0{,}2073.10^{-3}$; $A_9 = 0{,}1521$

$d_H = 4\ A/P_{moj}$, *es el diámetro hidráulico, A es el área y* P_{moj} *el perímetro mojado*

G es el flujo másico, lb/ft^2h

x_{FTC}, *es el título del vapor para flujo térmico crítico*

$r_{liq\text{-}vapor}$ *es el calor latente de vaporización, Btu/lb*

p es la presión, psi

Con el fin de asegurar márgenes suficientes en una geometría de haces tubulares, frente al *flujo térmico crítico (FTC),* se pueden utilizar algunos conceptos, como:

- *Relación de flujo térmico crítico = Es el valor mínimo del cociente* $\dfrac{\text{Flujo térmico para FTC}}{\text{Flujo térmico perturbado}}$

- *Relación de flujo = Es el valor mínimo del cociente* $\dfrac{\text{Mínimo flujo másico de diseño}}{\text{Flujo másico FTC}}$

- *Margen de calidad = Calidad para FTC - Calidad máxima de diseño*

La Fig VI.9 representa los valores del flujo térmico crítico en una caldera que quema combustible fósil y tiene tubos lisos/tubos estriados; se observa el incremento relativo en el aporte local de calor que se puede tolerar antes de que se establezcan las condiciones del flujo térmico crítico.

En la Fig VI.10 se representa una correlación similar, para el caso de las barras de combustible de un reactor nuclear

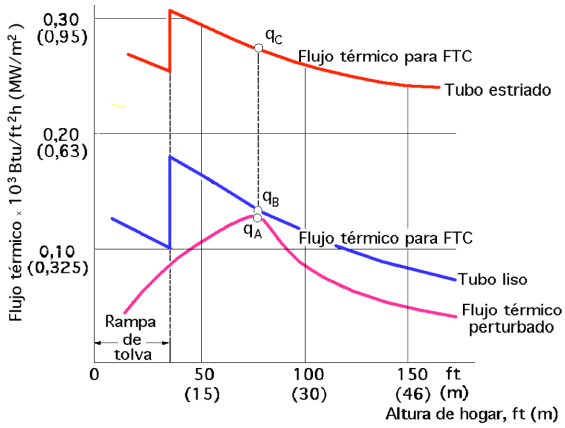


Fig VI.9.- Relación de FTC en caldera "fósil".

$$\frac{\textit{Mínimo valor de FTC}}{\textit{Flujo térmico perturbado}}$$

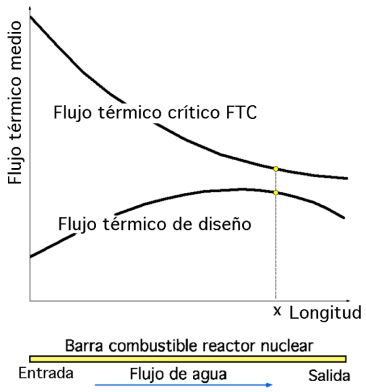


Fig VI.10.- Relación de FTC en reactor nuclear.

$$\frac{\textit{Mínimo valor de FTC}}{\textit{Flujo térmico de diseño}}$$

VI.5.- INTERCAMBIO TÉRMICO SUPERCRÍTICO

Los fluidos a presiones supercríticas experimentan una transición continua desde la fase de agua líquida hasta la fase de vapor, por lo que no se puede esperar un comportamiento similar al anteriormente discutido, tanto en la vaporización como en las condiciones de flujo térmico crítico.

A presiones supercríticas se han observado, en el intervalo de presiones $1 < \frac{p}{p_C} < 1{,}15$, dos tipos de comportamiento $\begin{cases} \textit{- seudovaporización} \\ \textit{- vaporización seudopelicular} \end{cases}$ que se podrían identificar como vaporizaciones, siendo p la presión de operación y p_C la presión crítica

Seudovaporización.- Se caracteriza por un incremento del coeficiente de intercambio térmico; en flujos térmicos pequeños o cuando la temperatura del fluido esté muy próxima a la temperatura pseudocrítica, se produce una mejora en el régimen de termotransferencia, fenómeno que se atribuye a la turbulencia resultante de la interacción entre los fluidos, agua y vapor, que tiene lugar en las proximidades de la pared tubular.

Vaporización seudopelicular.- Se caracteriza por una drástica reducción del coeficiente de intercambio térmico para flujos térmicos elevados, similar a la condición de flujo térmico crítico para presiones subcríticas. En el caso de flujos térmicos elevados se observan las variaciones de las temperaturas que siempre son perjudiciales, asociadas a reducciones bruscas del intercambio térmico; el fenómeno se atribuye a la limitación de la capacidad de la turbulencia disponible para mover desde la pared tubular (en el interior de la corriente del flujo másico) un flujo de mayor temperatura (vapor), hacia un fluido más frío y de más densidad (agua). Se presenta así un fenómeno similar al del mojado con vapor y, consecuentemente, la temperatura de la pared aumenta como respuesta a la aplicación de un flujo térmico relativamente constante. Estos comportamientos se atribuyen a cambios bruscos en las propiedades térmicas del fluido tal como ocurre en la transición, desde el comportamiento en fase líquida hasta el comportamiento en la fase de vapor.

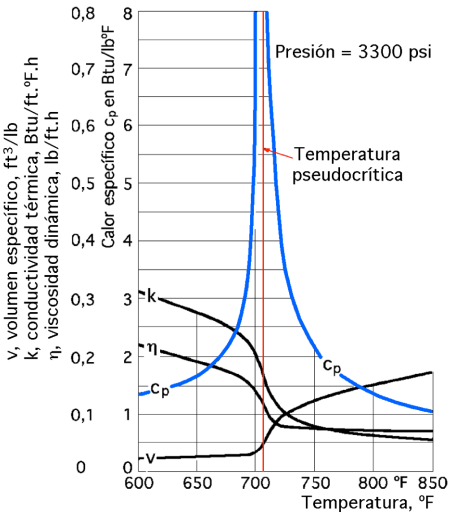


Fig VI.11.- Propiedades termofísicas del agua (unidades inglesas)

Propiedades del fluido.- En la región supercrítica, cuando las presiones y temperaturas se acercan o sobrepasan ciertos valores, las propiedades termofísicas relevantes para el proceso de la transmisión de calor, como son la conductividad, viscosidad, densidad y calor específico, experimentan cambios bruscos, como se indica en la Fig VI.11.

Regímenes de transferencia térmica.- Teniendo en cuenta los cambios significativos que afectan al calor específico en el entorno de la temperatura seudocrítica, es necesario un método alternativo que permita la evaluación del intercambio térmico convectivo; una de las correlaciones más significativas, utilizada para tubos lisos, es:

$$h\,\frac{d_{int}}{k_p} = 0{,}0049\,\left(\frac{d_{int}\,G}{\eta_p}\right)^{0{,}923}\,\left(\frac{i_{pF}-i_F}{T_{pF}-T_F}\,\frac{h_p}{k_p}\right)^{0{,}613}\,\left(\frac{v_F}{v_{pF}}\right)^{0{,}231}$$

en la que:
η es la viscosidad, $lb/ft.h$ $(kg/m.s)$
h es el coeficiente de intercambio térmico, $Btu/ft^2\,h^\circ F$ $(W/m^2\,^\circ K)$
k es la conductividad térmica, $Btu/ft.h^\circ F$ $(W/m^\circ K)$
d_{int} es el diámetro interior del tubo, ft (m)
G es el flujo másico, $lb/ft^2\,h$ $(kg/m^2\,s)$
i es la entalpía, Btu/lb (J/kg)
T es la temperatura, $^\circ F$ $(^\circ C)$
v es el volumen específico, ft^3/lb (m^3/kg)
los subíndices $_{(F)}$ y $_{(pF)}$ se refieren a los parámetros a las temperaturas del fluido y pared

correlación que coincide con lo obtenido experimentalmente en tubos de $\begin{cases} 0{,}37 < d_{int} < 1{,}5" \\ 9{,}4 < d_{int} < 38{,}1\ mm \end{cases}$ y bajos flujos térmicos.

VI.6.- FLUJO EN DOS FASES

El flujo en dos fases conjuntas *agua-vapor* se presenta en muchos regímenes y en diversas formas estructurales. La transición de una forma a otra es más continua que brusca, dadas las condiciones propias del calentamiento, dependiendo mucho de la gravedad, o lo que es lo mismo, de la posición orientada que tenga el flujo. Según sea la naturaleza de un modelo de flujo, existen tantas descripciones del fenómeno como observadores.

Para el flujo vertical ascendente dentro de un tubo de *agua-vapor*, calentado uniformemente y en equicorriente, se aceptan los cuatro modelos de flujo que se representan en la Fig VI.12.

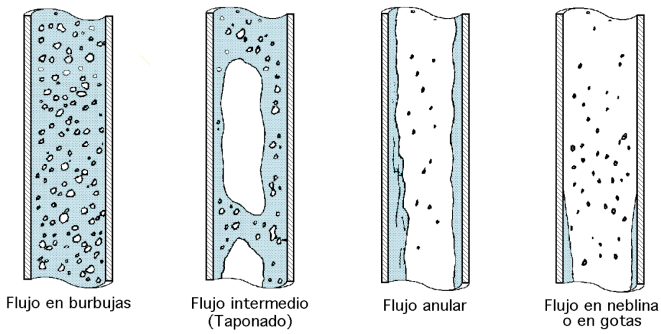


Fig VI.12.- Esquemas de flujos ascendentes de vapor de agua y agua en equicorriente en tubo vertical calentado uniformemente

Flujo en burbujas.- Las burbujas de vapor en número relativamente discreto, están dispersas en una fase continua de agua líquida. El tamaño, perfil y distribución de las burbujas, depende del flujo, de la entalpía local, del aporte de calor y de la presión de la operación.

Flujo intermedio o taponado.- Es un tipo de flujo entre el de burbujas y el anular, que se identifica como flujo agitado y flujo con arrastre de gotas.

El intervalo varía entre:

- Burbujas grandes, con el mismo diámetro que el tubo, separadas de la pared por una delgada película anular y separadas entre sí por el arrastre de agua líquida que pueden contener burbujas pequeñas

- Mezclas caóticas de grandes y pequeñas burbujas

Flujo anular.- En la pared del tubo se forma una capa líquida que fluye en forma de película anular y en el núcleo de la corriente un flujo de vapor.

Con bajos títulos de vapor la película líquida puede tener ondas de mayor amplitud, contribuyendo al arrastre y transporte de gotitas líquidas por el núcleo continuo de vapor.

Con altos títulos de vapor, la película anular se hace muy delgada, desapareciendo la generación de burbujas y las ondas de gran amplitud.

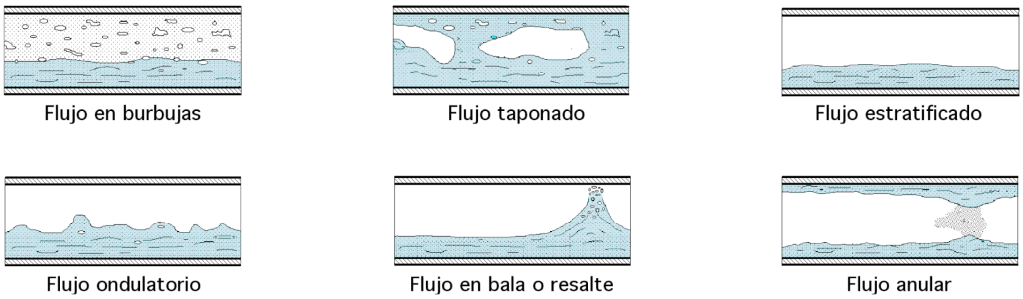


Fig VI.13.- Modelos de flujo horizontal de dos fases

Flujo en neblina.- En este caso, un núcleo continuo de vapor transporta gotitas de agua que se evaporan constantemente, hasta que se llega a un flujo de vapor en fase única; este flujo se identifica como flujo en gotas o flujo disperso. En el caso de flujos *vapor-agua* en equicorriente, inclina-

dos y horizontales, por el interior de los tubos calentados exteriormente los modelos de flujos son más complicados, como consecuencia de la estratificación Fig VI.13.

En flujos elevados los modelos se parecen a los de los tubos verticales.

En flujos bajos aparecen distintos modelos sinuosos, estratificados y perturbados, ya que la gravedad estratifica el flujo con vapor concentrado en la parte alta del tubo, lo que constituye un grave problema en el caso de tubos calentados por su parte superior.

En tubos horizontales o inclinados, para títulos de vapor bajos y reducido aporte de calor, se pueden presentar las condiciones del flujo térmico crítico.

Cuando en bancos tubulares con circulación cruzada o en paralelo, tiene lugar un flujo en dos fases, se observa una complejidad en los modelos del flujo. La formación de una configuración de flujo determinada se rompe con la presencia de tubos, deflectores, placas soporte y aparatos de mezcla o de separación.

VI.7.- DIAGRAMAS DE FLUJO

La transición de un régimen de flujo a otro distinto es compleja, presentando cada transitorio una complicada combinación de factores y parámetros. Los diagramas de flujo en dos dimensiones proporcionan una idea de los modelos de flujo que resultan más adecuados en unas condiciones determinadas, y dependen de las velocidades superficiales de las fases líquida y de vapor.

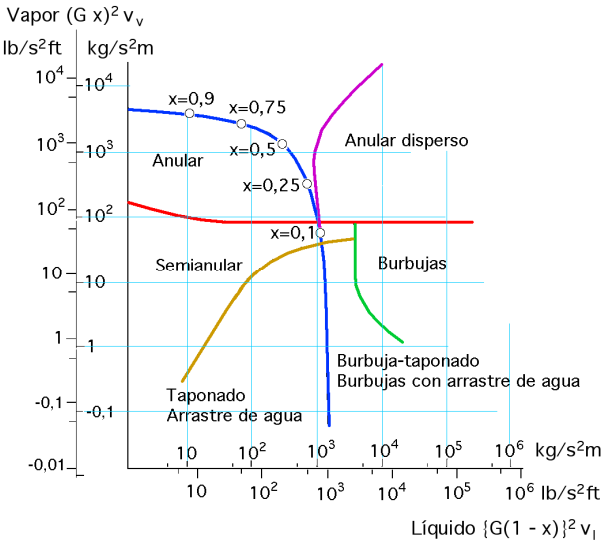


Fig VI.14.- Diagrama para flujo de vapor de agua en tubo vertical ascendente a 2700 psi (186,2 bar) ; 700.000 lb/h.ft² (950 kg/m²s)

En la Fig VI.14 se representa un ejemplo de flujo vertical ascendente de *vapor-agua* en contracorriente, en coordenadas que representan *los flujos de los impulsos cantidad de movimiento superficiales del vapor en el eje de ordenadas y del agua en el eje de abscisas*.

Se representa una línea de flujo, que comienza muy cerca de las condiciones del agua saturada y que finaliza en las condiciones relativas al vapor saturado, con diversos títulos de vapor. El tubo presenta en las proximidades de su entrada sólo un flujo burbujeante, al que sigue un breve cambio hacia un flujo intermedio y termina con un flujo anular que domina casi toda la longitud calentada.

Existen diversos diagramas de flujos para disposiciones de tubos descendentes, inclinados y bancos tubulares.

Caída y gradiente de presión.- En un sistema con presencia de dos fases *agua-vapor*, la caída total de presión Δp_F , o el gradiente $\frac{\delta p}{\delta l}$, se expresan por:

$$\Delta p = \Delta p_{roz} + \Delta p_{acel} + \Delta p_{grav} + \Delta p_{accid} \quad ; \quad -\frac{\delta p}{\delta l} = -\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{roz} - \left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{acel} - \left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{grav} + \Delta p_{accid}$$

Los términos Δp_{roz} *y* $\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{roz}$ *indican las pérdidas continuas por rozamiento en la pared*

Los términos Δp_{acel} *y* $\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{acel}$ *determinan las pérdidas por aceleración o cantidad de movimiento, como consecuencia del incremento de volumen de la vaporización*

Los términos Δp_{grav} *y* $\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{grav}$ *determinan la pérdida de altura estática afectada por la gravedad*

El término Δp_{accid} *comprende todas las pérdidas accidentales por accesorios, contracciones, expansiones, codos, curvas, orificios, etc*

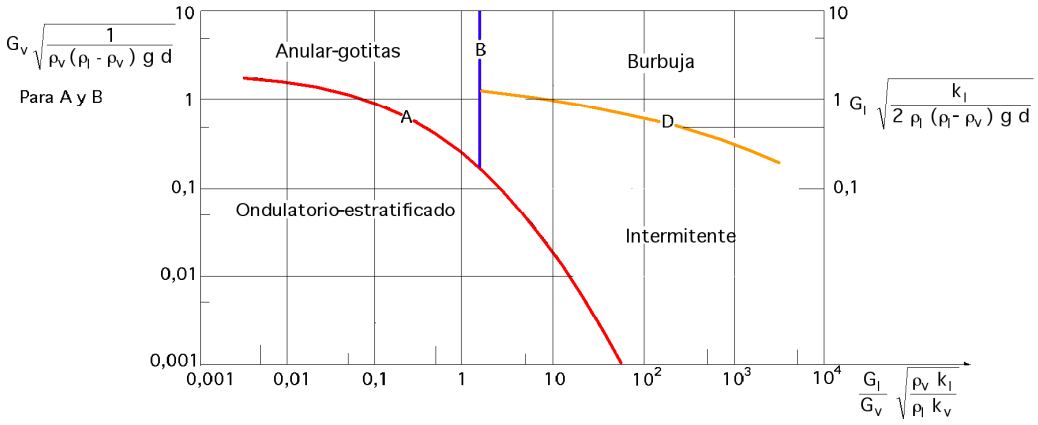


Fig VI.15.- Diagrama de flujo adiabático de dos fases para flujo horizontal

La evaluación de la pérdida de presión en flujos de dos fases *agua-vapor* introduce un parámetro de particular importancia denominado factor de huecos o fracción hueca, que es el cociente entre las áreas del flujo promedio por unidad de tiempo, correspondiente al vapor y a la mezcla *agua-vapor*, de la forma:

$$\alpha = \frac{A_{vapor}}{A_{vapor} + A_{agua}} = \frac{x}{x + (1 - x)\,\frac{\rho_{v(sat)}}{\rho_{l(sat)}}\,S}$$

en la que: $\begin{cases} S \text{ es la relación de velocidades medias en sección recta del vapor y agua, (deslizamiento)} \\ \rho_{v(sat)} \text{ es la densidad del vapor saturado y } \rho_{l(sat)} \text{ la del agua saturada} \\ x \text{ es el título del vapor} \end{cases}$

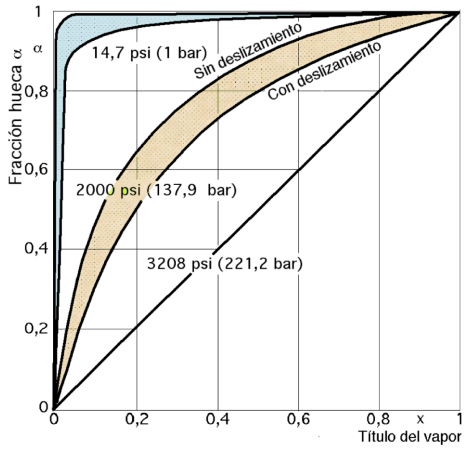


Fig VI.16.- Diagrama Fracción hueca-título de vapor
Zona azul (modelo homogéneo)
Zona rosada (modelo de flujos independientes)

Si el vapor y el agua se mueven a la misma velocidad el valor del parámetro S es la unidad y no hay deslizamiento. La relación entre la fracción hueca y el título viene influenciada por la presión, Fig VI.16. La diferencia entre un modelo de flujo homogéneo y otro de flujos separados viene representada por las zonas coloreadas. La línea superior corresponde al modelo homogéneo y la inferior al modelo de flujos separados.

MODELO DE FLUJO HOMOGÉNEO.- Es el más sencillo y se basa en que el comportamiento del flujo en dos fases se puede modelizar directamente a partir del comportamiento del flujo en fase única, siempre que se fijen unas propiedades medias adecuadas.

Las velocidades del vapor y del agua, y la temperatura de ambas fases, se suponen idénticas.

El volumen específico promedio v del peso másico mezclado, se pueden poner en la forma:

$$v = (1 - x)\, v_{líq} + x\, v_{vap} \quad ; \quad \frac{1}{\rho_{hom}} = \frac{1 - x}{\rho_{líq}} + \frac{x}{\rho_{vap}}$$

Este método proporciona resultados favorables cuando el flujo está razonablemente mezclado, como en el caso de que $\begin{cases} \text{- Existan títulos de vapor altos o bajos} \\ \text{- Se tengan elevados regímenes} \\ \text{- Se tengan grandes presiones} \end{cases}$

La diferencia de presión debida a Δp_{grav} se evalúa por la expresión:

$$\Delta p_{grav} = \pm\, \rho_{hom}\, \frac{g}{g_c}\, L \operatorname{sen} \theta \quad , \text{ en la que: } \begin{cases} g_c = 32{,}17\ lbmft/s^2 lbf \text{ ó } (1\ kgm/s^2 N) \\ L \text{ es la longitud, ft (m)} \\ \theta \text{ es el ángulo formado por el tubo con la horizontal} \end{cases}$$

En los flujos descendentes se produce un aumento de presión y en los ascendentes una pérdida.

La pérdida por aceleración (variación de la cantidad de movimiento) se evalúa por la ecuación:

$$\Delta p_{acel} = \frac{G^2}{g_c} \left(\frac{1}{\rho_{sal}} - \frac{1}{\rho_{ent}} \right), \text{ siendo } \begin{cases} G \text{ el flujo másico específico, } lb/ft^2 s\ (kg/m^2 s) \\ \rho_{sal} \text{ la densidad homogénea a la salida y } \rho_{ent} \text{ a la entrada} \end{cases}$$

MODELO DE FLUJOS SEPARADOS.- Para un modelo de flujos separados en régimen permanente, el vapor y el agua se tratan como flujos independientes con el mismo gradiente de presión, pero con velocidades diferentes y propiedades distintas.

Si en el flujo real las velocidades del vapor y del agua se consideran iguales, el método de estudio se simplifica (modelo homogéneo).

Si se utiliza cualquier modelo de flujos separados, con velocidades distintas, las componentes de la caída de presión, en forma diferencial, son:

Rozamiento: $-\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_f = -\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{LO} \Phi_{LO}^2$

Rozamiento fase única: $-\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{LO} = \frac{\lambda}{D_i} \frac{G^2 v_{líq}}{2 g_c}$

Aceleración: $-\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{acel} = \frac{G^2}{g_c} \frac{\delta\left(\frac{x^2 v_{vap}}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_{líq}}{1-\alpha}\right)}{\delta l}$

Altura estática: $-\left(\frac{\delta p}{\delta l}\right)_{grav} = \frac{g}{g_c}\left(\frac{\alpha}{v_{vap}} + \frac{1-\alpha}{v_{líq}}\right) sen\theta$

Pérdidas accidentales: $\Delta p_{accid} = \Phi\ \xi\ \frac{G^2 v_{líq}}{2 g_c}$

en las que:
- Φ y Φ_{LO}^2 son multiplicadores adecuados de las dos fases
- G es el flujo másico específico, $lb/ft^2 s$ $(kg/m^2 s)$
- λ es el coeficiente de rozamiento
- D_i es el diámetro interior del tubo, ft (m)
- $v_{líq}$ es el volumen específico del agua y v_{vap} el del vapor saturado, ft^3/lb (m^3/kg)
- x es el título del vapor
- α es la fracción hueca
- θ es el ángulo de inclinación del tubo con la horizontal
- ξ es el coeficiente de pérdidas accidentales

En el caso de flujos de fase única, la pérdida de presión es $\Delta p_{líq}$.

La complejidad de los flujos de dos fases da lugar a que la pérdida Δp_{accid} represente las pérdidas por accesorios.

Para determinar las pérdidas individuales de presión con las ecuaciones anteriores, se calculan los valores de Φ_{LO}^2, α y Φ, que no están bien definidos. Las correlaciones sólo se pueden utilizar en aquellos casos en los que se cuente con datos experimentales que aporten confianza a las predicciones.

En general, para tubos verticales rectos, las correlaciones representativas incluyen:

- Pérdidas por aceleración: La fracción hueca se puede evaluar frecuentemente con el modelo homogéneo, es decir, para el caso particular $S = 1$

- Pérdidas por rozamiento y fracción hueca: A título de ejemplo, las Figs VI.17 y 18 representan las correlaciones debidas a J.R. Thom, que se expresan mediante las ecuaciones:

$$\Phi_{LO}^2 = \{ \sqrt{0{,}97303\,(1 - x) + x\,\frac{v_{vap}}{v_{líq}}} + \sqrt{0{,}97303\,(1 - x) + x} + 0{,}027\,(1 - x)\}^2$$

$$\alpha = \frac{\beta\ \xi}{1 + (1 - \beta)\,\xi}\ ,\ con:\ \beta = \left(\frac{v_{vap}}{v_{líq}}\right)^{0{,}8294\ -\ \frac{1{,}1672}{p}}\ ,\ y\ \begin{cases} p \text{ la presión (psi)} \\ v_{vap} \text{ el volumen específico del vapor saturado, } (ft^3/lb) \\ v_{líq} \text{ el volumen específico del agua saturada, } (ft^3/lb) \end{cases}$$

INESTABILIDADES.- En un flujo de dos fases, la inestabilidad es el conjunto de condiciones operativas bajo las cuales se presentan cambios bruscos en la dirección y régimen de flujo y en la oscilación del caudal.

En los sistemas multicanales ramificados, el caudal del flujo másico global puede permanecer constante, mientras que en los canales individuales pueden coexistir oscilaciones de caudal.

En los sistemas generadores de vapor estas condiciones inestables pueden dar lugar a:

- Problemas en las unidades de control, produciendo variaciones inaceptables, por ejemplo, en el nivel de agua del calderín de vapor

- Flujo térmico crítico

- Oscilaciones de la temperatura del metal tubular, llegando a producir fallos por fatiga térmica

- Ataque acelerado por corrosión

En el diseño de un generador de vapor, los tipos de inestabilidades que tienen mayor importancia son:

- La inestabilidad errática transitoria, que es una inestabilidad estática que se evalúa aceptablemente mediante ecuaciones en régimen permanente

- Las oscilaciones de densidad ondulatorias, que son inestabilidades dinámicas que implican la inclusión de factores dependientes del tiempo

Inestabilidad errática.- La inestabilidad errática se caracteriza porque pequeñas perturbaciones de los parámetros operativos pueden provocar grandes cambios en los regímenes de flujo, independientemente de los de régimen permanente; se puede predecir utilizando el criterio Ledinegg,

según el cual la inestabilidad en un tubo se produce si la pendiente de la curva de presión respecto al caudal es menor que la pendiente de la curva análoga real en cualquier punto de intersección; es decir:

$$\left(\frac{\delta \Delta p}{\delta D}\right)_{int} \leq \left(\frac{\delta \Delta p}{\delta G}\right)_{apl}$$

En la Fig VI.19 se representan las dos situaciones de flujo $\begin{cases} a = estable \\ b = inestable \end{cases}$ de acuerdo con el criterio Ledinegg.

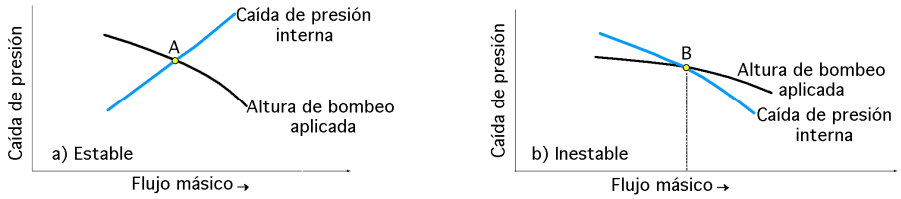


Fig VI.19. Características de caída de presión para flujos estable e inestable

En condiciones inestables se observa que si el flujo másico cae por debajo del que corresponde al punto B, el flujo se reduce drásticamente, Fig VI.19b, porque la altura de bombeo aplicada al sistema es menor que la requerida para mover el fluido; para valores del flujo másico ligeramente superiores al que corresponde al punto B, se provoca una desviación creciente del caudal, porque la altura de bombeo aplicada excede a la requerida por el flujo.

En muchos casos el primer término $\left(\frac{\delta \Delta p}{\delta D}\right)_{int}$ es positivo, mientras que el segundo $\left(\frac{\delta \Delta p}{\delta G}\right)_{apl}$ suele ser negativo, debido a la configuración de la curva característica; en esta situación, la ecuación anterior predice la inestabilidad.

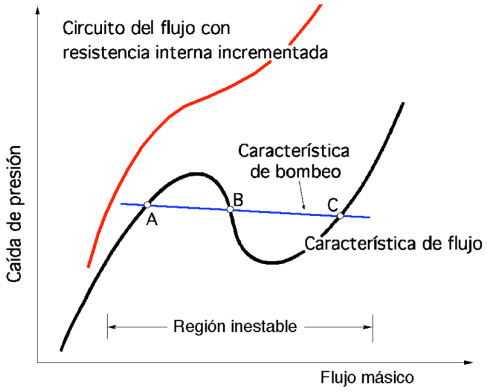


Fig VI.20. Características de caída de presión indicando la región inestable

Sin embargo, para los sistemas de dos fases, las condiciones termohidráulicas se pueden combinar de forma que en un área local determinada, se tenga una pendiente de la curva característica $\left(\frac{\delta \Delta p}{\delta D}\right)_{int}$ del sistema negativa; en este caso se puede satisfacer la ecuación y se observa una inestabilidad.

En la Fig VI.20 se representa una característica del flujo en un tubo calentado, que muestra una posible región de inestabilidad, ya que se pueden dar múltiples regímenes de flujo, según la característica interna, para una única curva característica de presión aplicada.

- Si se opera en B, punto de corte de ambas características, interna y aplicada, la pendiente de la interna es negativa y menor que la de la aplicada, que también es negativa, por lo que:

$$(\frac{\delta \Delta p}{\delta D})_{int} \leq (\frac{\delta \Delta p}{\delta G})_{apl}$$

y se tiene condición de flujo inestable, con pequeñas perturbaciones en el caudal, respecto al del punto B, pudiendo bascular hacia el punto A o hacia el punto C, en los que hay estabilidad.

Para flujo positivo, en las curvas características internas no se suelen presentar regiones con pendientes negativas en las gráficas de caídas de *presión-caudal*, debido:

- Al pequeño subenfriamiento que se produce a la entrada de los paneles tubulares (caso de calderas con calderín y recirculación)

- A los bajos títulos de vapor que hay a la salida de aquellos

Para $\begin{cases} \text{- calderas de paso único que queman combustible fósil} \\ \text{- generadores de vapor de plantas nucleares} \end{cases}$ con elevados subenfriamientos a la entrada y vaporizaciones hasta el estado de vapor saturado seco $x = 1$, por encima de la curva de caída de presión interna sí se pueden presentar zonas con pendiente negativa $\frac{\delta \Delta p}{\delta G} \leq 0$, por lo que hay que tomar medidas para evitar operar en éstas regiones.

En situaciones en que puede haber inestabilidad estática, para modificar la característica del flujo hay que incrementar la caída de presión haciendo a la entrada un orificio para restringir el caudal.

Inestabilidad de densidad oscilante.- Implica fenómenos cinemáticos de propagación de ondas; una interacción entre caudal, generación de vapor y caída de presión, puede producir *ondas de mezclas alternativas* con densidades más altas y más bajas, que viajan a lo largo del tubo; esta inestabilidad mecánica se presenta en tubos simples que contienen flujos en dos fases.

Cuando a los colectores múltiples se conectan tubos a la entrada y salida, en los acoplamientos se pueden presentar inestabilidades más complejas, que se conocen como *ondas de densidad oscilante*, que se predicen mediante la teoría *del control con realimentación*, existiendo programas informáticos que facilitan estas predicciones.

Existen criterios de inestabilidad que, mediante parámetros adimensionales reducen la complejidad de la evaluación.

VI.8.- SEPARACIÓN VAPOR-AGUA

Las calderas y generadores de vapor que operan a presión subcrítica y con recirculación, están equipados con grandes recipientes cilíndricos llamados calderines, Fig VI.21. El objetivo de un calderín es facilitar la separación del vapor saturado, a partir de la mezcla *agua-vapor* que sale de las superficies termointercambiadoras encargadas de la vaporización.

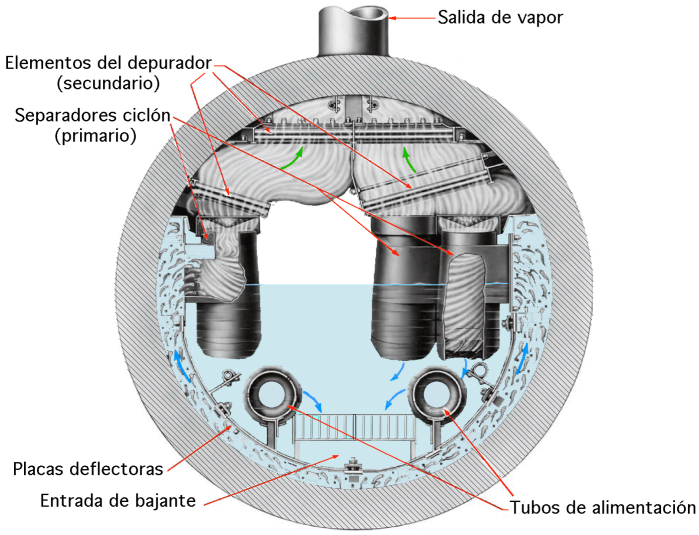


Fig VI.21.- Calderín de vapor con tres filas de separadores ciclónicos primarios

El agua libre de vapor, se recircula con el agua que alimenta las superficies intercambiadoras, para la posterior generación del vapor.

El vapor saturado se descarga a través de una serie de conexiones de salida, para su utilización directa o un posterior sobrecalentamiento.

El calderín de vapor sirve también para:

- Mezclar el agua de alimentación con el agua saturada que queda, una vez separada de la mezcla agua-vapor

- Mezclar los productos químicos que se usan para el { *- control de la corrosión* ; *- acondicionamiento del agua de la caldera* }

- Purificar el vapor separado de la mezcla agua-vapor, de contaminantes y humedad residual

- Purgar parte del agua de la caldera con el fin de controlar la química y el contenido de sólidos disueltos en la misma

- Facilitar el almacenamiento de agua en el interior de la caldera, que permita rápidos cambios de carga en el generador de vapor

La función principal del calderín es facilitar la separación entre el vapor y el agua, que se realiza con relativa facilidad por alguno de los dos procedimientos siguientes, ya que se dispone de:

- Una gran superficie de contacto vapor-agua, para la separación natural por gravedad

- Un volumen suficiente para instalar equipos mecánicos de separación

En la mayoría de las aplicaciones de calderas, la alta eficiencia en la separación del vapor y del agua resulta crítica con el fin de:

- Impedir el arrastre de gotitas de agua hacia el sobrecalentador, al que podrían producir daños térmicos importantes

- Minimizar la succión de vapor por el agua separada, ya que el vapor residual en el agua puede reducir la altura de bombeo hidráulico

- Prevenir el arrastre de sólidos disueltos en las gotitas que puede transportar el vapor hacia el sobrecalentador y turbina, que pueden formar incrustaciones peligrosas, lo que es de importancia porque el agua de la caldera contiene siempre contaminantes en disolución

Con niveles bajos de sólidos en el vapor, menos de 0,6 ppm, se pueden producir daños en el sobrecalentador o en la turbina de vapor.

Estos contaminantes pueden proceder de:

- Las impurezas que contiene el agua de aporte
- Los productos químicos utilizados en el tratamiento
- Las fugas en el sistema de agua de circulación que refrigera el foco frío
- Los contaminantes propios de los equipos de la caldera

La solubilidad de estos sólidos en el vapor es una pequeña fracción de la que corresponde al agua, por lo que una pequeña cantidad de gotitas de agua (> 0,25% en peso) arrastradas por el vapor, puede dar lugar a un mayor e importante arrastre de sólidos y a incrustaciones inadmisibles en el sobrecalentador y turbina, que pueden causar daños ya que al aumentar la temperatura del metal, éste se puede deformar y quemar.

En las Fig VI.22 se presenta la sección recta de diversos calderines de vapor horizontales de una caldera de potencia que quema combustible fósil, observándose la disposición de:

- Las placas de pantalla y baffles deflectores
- Los ciclones separadores primarios
- Los elementos filtros separadores primarios, secundarios y finales
- Las bajantes de agua, tubos descendentes
- Las entradas del agua de alimentación

La separación *vapor-agua* tiene lugar en dos etapas:

- En la primera se separa casi todo el vapor de la mezcla agua-vapor, de modo que es muy poco el vapor recirculado desde el fondo del calderín hacia los tubos del vaporizador, a través de los tubos bajantes

- En las calderas de alta presión, el vapor que sale de los separadores primarios contiene demasiado líquido en forma de gotas de agua saturada de contaminantes, por lo que ese vapor no satisface las características funcionales establecidas para el sobrecalentador y turbina, sometiéndole a una segunda etapa, pasando a través de un segundo grupo de separadores para conseguir la eliminación final de las gotitas residuales de agua; estos separadores secundarios están constituidos por chapas placas corrugadas onduladas muy poco espaciadas entre sí, que conforman un rociador de agua pura desmineralizada y atomizada en el flujo de vapor que circula entre los separadores primarios y secundarios

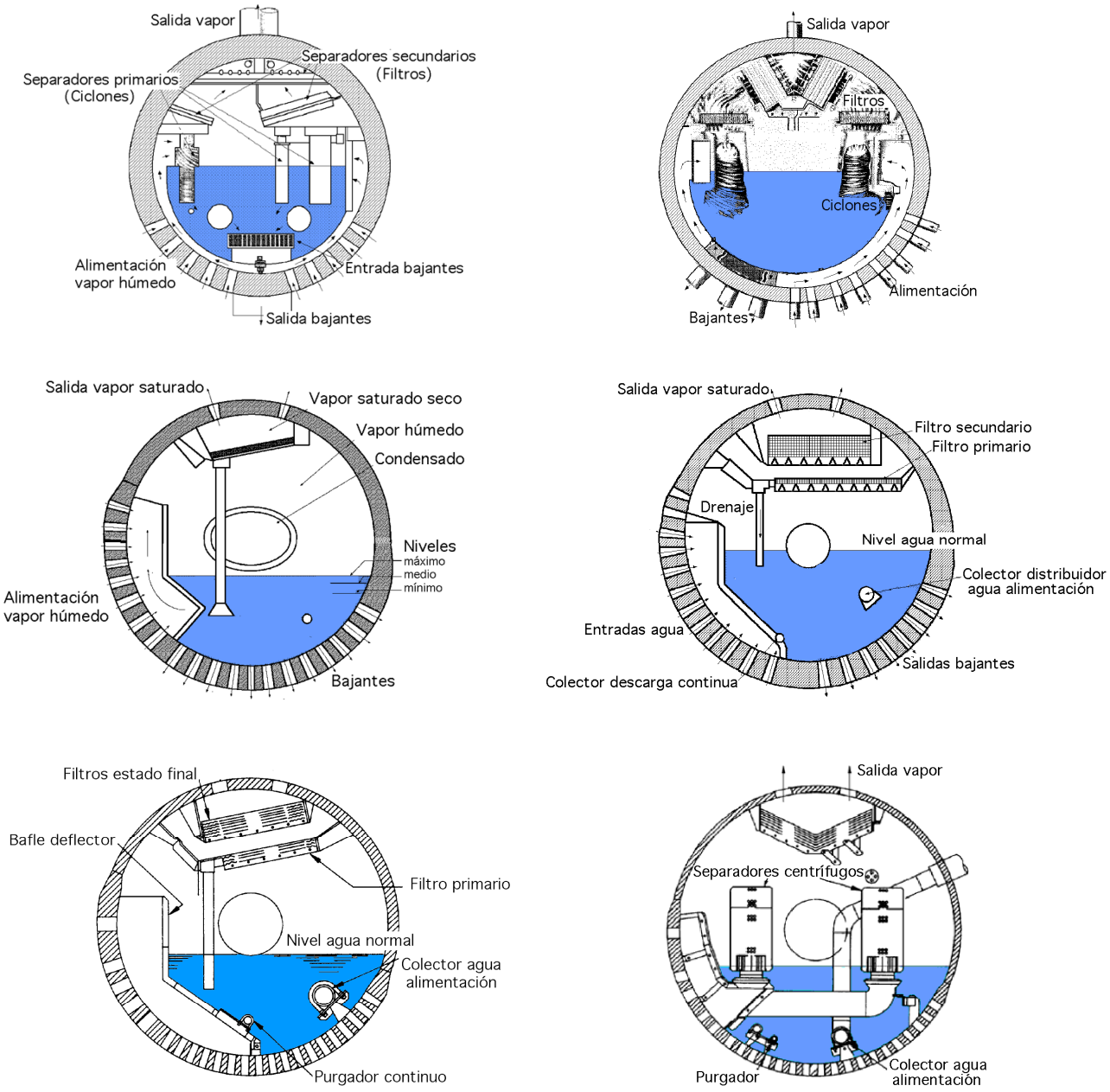


Fig VI.22.- Calderines de vapor

Tras las etapas precedentes, el vapor sale del calderín a través de varias tuberías, operación que viene afectada por la actuación de los separadores primarios, lavadores y separadores secundarios y por la disposición general que tiene el propio calderín de vapor.

Factores que afectan a la separación del vapor.- La separación del vapor contenido en la mezcla *agua-vapor*, depende de determinados factores de diseño y parámetros de funcionamiento de la unidad, como:

- *La presión de diseño*
- *La longitud y diámetro del calderín*
- *El régimen de generación de vapor*

- *El título medio del vapor que entra en el calderín*
- *El tipo y disposición de los separadores mecánicos*
- *El suministro de agua de alimentación*
- *La disposición del equipo de descarga del vapor*
- *La disposición de las conexiones calderín-bajantes*
- *La disposición de las conexiones tubos ascendentes-calderín*

Los parámetros de funcionamiento que influyen en la separación del vapor, a partir de la mezcla *agua-vapor*, se concretan en:

- *La presión de operación*
- *La carga de la caldera, caudal másico de vapor*
- *El tipo de carga de vapor*
- *El análisis químico del agua de caldera*
- *El nivel de agua en el calderín*

Un equipo de separación primaria adopta uno de los tres procedimientos siguientes de separación:

- *Natural, activada por la fuerza de la gravedad*
- *Asistida, por medio de deflectores*
- *Mecánica, de alta capacidad*

Separación natural-. Aunque teóricamente el concepto es muy simple, en la práctica la separación primaria natural de *vapor-agua* es bastante compleja, dependiendo de:

- *Las velocidades de entrada y de la ubicación de tales entradas*
- *La calidad promedia del vapor y del agua*
- *El desprendimiento entre el vapor y el líquido en la superficie nominal del agua*

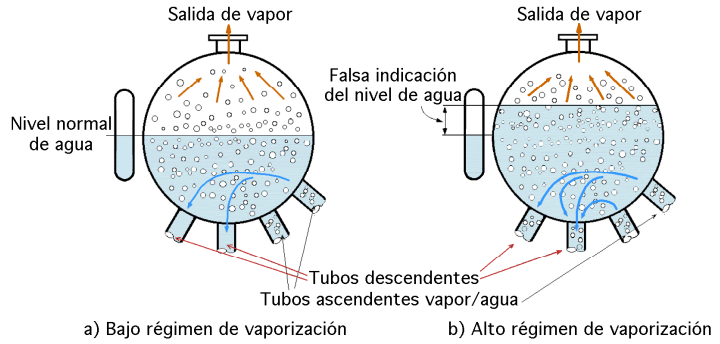
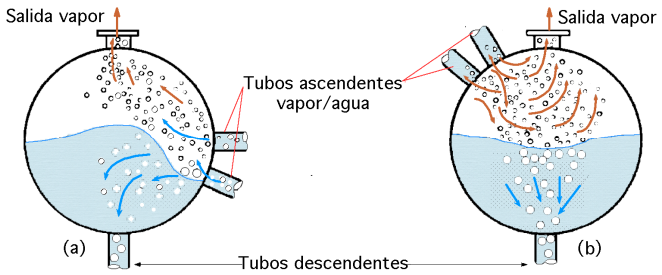


Fig VI.23.- Efecto del régimen de vaporización sobre la separación del agua-vapor en calderín de vapor sin separadores

Para una *generación de vapor baja* saliendo de la superficie del agua, hasta una velocidad de 3 ft/s (0,9 m/s), hay tiempo suficiente para que las burbujas de vapor se separen de la mezcla por la acción de la gravedad, sin que éstas resulten arrastradas hacia las conexiones de descarga del agua, y sin que en la salida del vapor se presente un arrastre de gotitas de agua, Fig VI.23a.

Para una *generación de vapor elevada*, el tiempo disponible para la separación es insuficiente para lograr cualquiera de los objetivos propuestos, Fig VI.23b; en este caso, el intenso movimiento de las burbujas de vapor en la mezcla, puede provocar una falsa indicación del nivel de agua en el

calderín, tal como se representa. La influencia de la ubicación de las conexiones de tubos ascendentes o de entrada de la mezcla *agua-vapor*, con respecto al nivel del agua, se representa en la Fig VI.24a.b.



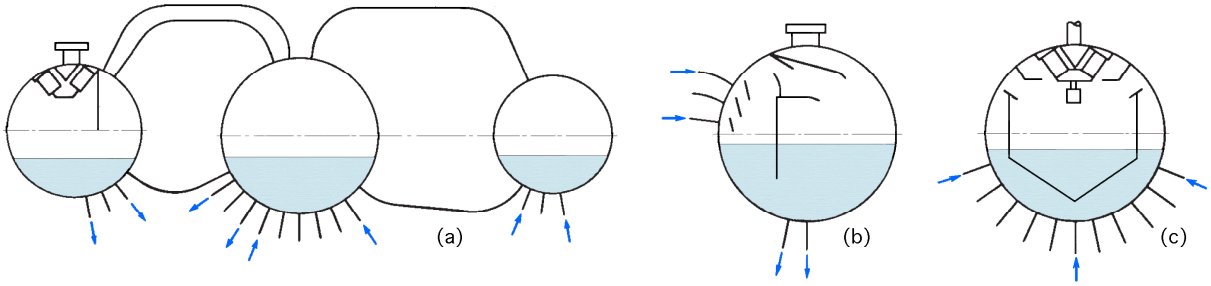
(a) Descarga tubos ascendentes en las inmediaciones del plano medio horizontal

(b) Descarga tubos ascendentes por encima del plano medio horizontal

Fig VI.24.- Efecto de la ubicación de los tubos de descarga ascendentes sobre la separación del vapor en calderín sin separadores

Utilizando sólo la gravedad como fuerza de accionamiento para la separación, no existe ninguna disposición aceptable para lograr los resultados deseables de separación en un calderín, ya que desde un punto de vista económico, el diámetro de un único calderín podría ser prohibitivo. Para resolver esta limitación se usan varios calderines de vapor más pequeños, como muestra la Fig VI.25a.

En la mayoría de las aplicaciones de calderas, la separación natural motivada únicamente por la gravedad es antieconómica, precisando siempre de una separación asistida o mecánica.



a) Tabique deflector; b) Tabiques deflectores alternativos; c) Tabique de compartimentos

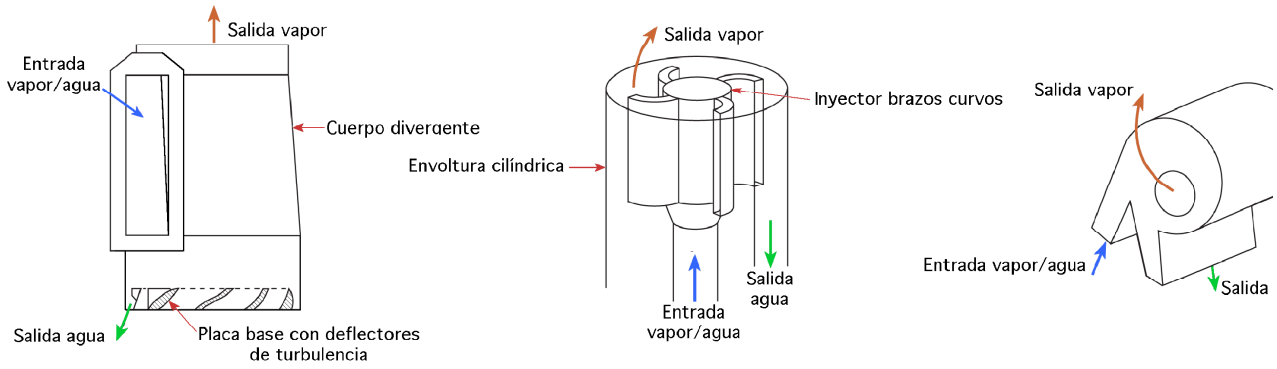
Fig VI.25.- Tipos simples de separadores primarios de vapor en calderines

Separación primaria asistida por deflectores.- Para mejorar el proceso de la separación *vapor-agua*, resulta siempre útil disponer de unas simples rejillas o deflectores; en la Fig VI.25 se representan tres disposiciones de deflectores que aumentan y potencian cualquier proceso de separación activado por la fuerza de la gravedad en los puntos siguientes:

- *Cambios en la dirección del flujo*
- *Más distribución de la mezcla agua-vapor*
- *Resistencia adicional al flujo*
- *Recorrido máximo en el trayecto del vapor*

En algunos casos se han utilizado combinaciones de placas perforadas con deflectores convencionales. Las características de funcionamiento de estos aparatos se determinan experimentalmente, estando limitada su utilización a calderas pequeñas de poca capacidad de generación de vapor.

SEPARADORES MECÁNICOS.- En los modernos separadores *vapor-agua* se emplea la fuerza centrífuga; en la Fig VI.26 se representan esquemáticamente tres tipos de separadores primarios de *vapor-agua*, identificados como ciclón $\begin{cases} \text{- } cónico \\ \text{- } de\ brazos\ curvados \\ \text{- } horizontal \end{cases}$



a) Ciclón cónico *b) Ciclón de brazos curvados* *c) Ciclón horizontal*

Fig VI.26.- Tipos de ciclones separadores primarios vapor/agua

En la Fig VI.27 se observa un ***ciclón separador de vapor vertical***; los ciclones verticales se disponen internamente en filas, a lo largo de la longitud axial del cilindro que constituye el calderín, y las mezclas *agua-vapor* se admiten tangencialmente. El agua forma una película contra las paredes cilíndricas del cuerpo del equipo ciclónico, al tiempo que el vapor se mueve hacia el núcleo de dicho cilindro y, posteriormente, hacia arriba; dentro del cilindro separador el agua fluye hacia abajo y se descarga por el fondo, a través de un anillo, bajo el nivel de agua sumergido en el calderín de vapor.

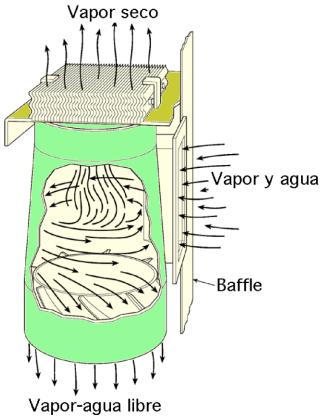


Fig VI.27.- Separador ciclón vertical

El agua que procede de la almacenada en el calderín, exenta de burbujas, y que se dirige hacia los tubos bajantes, dispone de una altura máxima de bombeo para producir del flujo circulante en los distintos circuitos de la unidad generadora de vapor. El vapor que dentro del ciclón se mueve hacia arriba, pasa a continuación a través de un pequeño separador primario de chapas corrugadas, situado en la parte superior del ciclón, Fig VI.27, para conseguir una separación adicional, de forma que para un gran número de calderas, ya no se precisa una separación posterior.

Cuando se prevén amplias fluctuaciones de carga y variaciones en los análisis del agua, en la parte alta del calderín se instalan lavadores-separadores secundarios de chapas corrugadas, Fig VI.22, que proporcionan una gran superficie de secado que intercepta las gotitas de agua, conforme

el vapor fluye sinuosamente entre los paquetes de chapas corrugadas cuidadosamente colocadas. La velocidad del vapor a través del conjunto de chapas corrugadas de un separador secundario es muy baja, de modo que no es posible un arrastre de agua en forma de gotitas. El agua recogida en este separador se drena desde la parte baja del conjunto, hacia la masa de agua que contiene el calderín.

En los grandes calderines de vapor se llegan a instalar hasta 4 filas de ciclones separadores, con el correspondiente espacio de acceso a los mismos. Para calderas más pequeñas a bajas presiones, por ejemplo, a 100 psi (6,9 bar), la separación de vapor limpio con una o dos filas de separadores, es del orden de $\begin{cases} 4.000 \div 6.000\ lb/h.ft \\ 1,7 \div 2,4\ kg/s.m \end{cases}$, por cada ft (m) de longitud axial de calderín.

Cuando se trata de unidades con presiones próximas a 1.050 psi ó (72,4 bar) las cifras anteriores suben a $\begin{cases} 9.000 \div 14.000\ lb/h.ft \\ 3,7 \div 6,2\ kg/s.m \end{cases}$

Para grandes calderas, de las que equipan las unidades de centrales eléctricas, operando a 2.800 psi (193,1 bar), la separación puede llegar a regímenes del orden de 67.000 lb/h.ft de vapor (28 kg/s.m), para 4 filas de separadores ciclónicos.

La combinación de separadores y, en su caso, de lavadores, facilita un vapor con un contenido de sólidos inferior a 1 ppm, para una amplia gama de condiciones operativas. Sin embargo, se puede necesitar un refino final en la purificación del vapor, cuando haya que eliminar sales del agua de la caldera, como la sílice, que es arrastrada por el vapor en estado coloidal como consecuencia del mecanismo de vaporización; para este fin se utiliza un lavado del vapor con agua condensada, o con agua de alimentación o con agua del ciclo que tenga una pureza aceptable, que se lleva a efecto mediante un rociado de agua sobre el vapor antes de que éste entre en los separadores secundarios secadores.

Características funcionales del separador mecánico.- Las condiciones de funcionamiento de un separador mecánico de vapor, son:

- El caudal máximo de vapor que admite cada ciclón, con una calidad media de entrada y con un límite de arrastre de gotitas de agua

- La pérdida de carga

También hay que especificar el máximo arrastre de vapor (% en peso) que se puede esperar hacia los tubos bajantes, en las condiciones de funcionamiento consideradas.

Los parámetros operativos de los separadores mecánicos de vapor dependen de:

- El régimen de caudal total

- La presión de operación

- La longitud axial del separador

- *Las dimensiones de las correspondientes aberturas*
- *El nivel de agua en el calderín de vapor*
- *La calidad del vapor a la entrada del separador*
- *El separador final en el interior del calderín de vapor*
- *La disposición general del calderín de vapor*

Las características funcionales dependen de las especificaciones particulares de los diversos componentes del equipo.

Las tendencias generales se presentan en la Tabla VI.1.

Tabla VI.1.- Tendencias de operaciones características en separadores mecánicos

ARRASTRE DE HUMEDAD POR EL VAPOR	
1	*Aumenta con el caudal de vapor hasta alcanzar un punto a partir del cual hay un aumento brusco del arrastre*
2	*Aumenta con el nivel de agua hasta que se produce la inundación*
3	*Aumenta con el título del vapor*
SUCCIÓN DEL VAPOR POR EL AGUA	
1	*Disminuye cuando aumenta el nivel de agua*
2	*Disminuye cuando decrece el título del vapor*
CAIDA DE PRESIÓN:	
1	*Aumenta con el caudal másico*
2	*Aumenta con el título del vapor*

Caída de presión en el separador de vapor.- La caída de presión del flujo en dos fases a través de un separador de vapor mecánico es compleja; su evaluación se puede aproximar utilizando el multiplicador

$$\Phi = 1 - x\, v_{vap} - \frac{v_{líq}}{v_{vap}}$$

del modelo de dos fases y el coeficiente adimensional de pérdidas K_{ss}, que para cada diseño de separador depende sólo de la presión, proporcionando la ecuación:

$$\Delta p_{sep\ vapor} = K_{ss}\Phi\ \frac{G^2 v_{líq}}{2\, g_c} = K_{ss}\,(1 - x\, v_{vap} - \frac{v_{líq}}{v_{vap}})\ \frac{G^2 v_{líq}}{2\, g_c}$$

$$en\ la\ que,\ \begin{cases} v_{líq}\ es\ el\ volumen\ específico\ del\ líquido\ y\ v_{vap}\ el\ del\ vapor \\ g_c = 32{,}27\ \dfrac{lb_m ft}{lb_f seg^2}\ ,\ 1\ \dfrac{Kgm}{N\, seg^2} \end{cases}$$

El máximo caudal de vapor por cada separador primario, define el número mínimo de unidades separadoras que se necesitan, mientras que Δp se emplea en los cálculos de circulación de la caldera.

VI.9.- VOLUMEN DEL CALDERÍN DE VAPOR

El calderín de vapor de la caldera se dimensiona con el fin de:

- Alojar el número necesario de separadores con el que se pueda atender la carga máxima de la caldera, es decir, el máximo régimen continuo de generación de vapor

- Permitir las posibles variaciones del nivel del agua que se presentan durante los cambios de carga

El diámetro y longitud del calderín de vapor se ajustan para cumplimentar las necesidades de espacio requeridas con el mínimo coste posible; en su diseño, un límite lo constituye la succión máxima de arrastre de vapor por el agua separada hacia los tubos bajantes; ésta succión no es conveniente, porque disminuye la fuerza disponible para el bombeo, al reducir la densidad de la masa presente en la parte inferior de los tubos bajantes.

Las características de la succión dependen de los parámetros funcionales y de diseño siguientes:

- *La disposición física del calderín*
- *La presión de operación*
- *La entalpía del agua de alimentación*
- *El área de la superficie libre del agua, y el nivel de agua en el calderín*
- *La eficiencia de los separadores*

En el cálculo de la circulación del generador de vapor se fijan unos factores empíricos de corrección que se utilizan para calcular el vapor que entra en los tubos bajantes. A veces, el vapor arrastrado condensa por completo tras un pequeño recorrido dentro del tubo bajante; no obstante, la densidad media en la parte alta del tubo bajante es siempre menor que la que corresponde al equilibrio térmico.

Un rápido incremento en la demanda de vapor se acompaña siempre de una caída de presión transitoria, hasta que la combustión se incrementa lo suficiente; durante este transitorio, el volumen de vapor que hay en la caldera aumenta y se eleva el nivel del agua en el calderín de la caldera. Cuando en una unidad generadora de vapor se hace frente a una variación de la demanda de vapor, el aumento transitorio del nivel depende básicamente de dos sistemas de regulación:

- La velocidad y magnitud de la variación de la carga de vapor demandada al generador de vapor

- El gradiente de velocidades conque se modifiquen los aportes de calor y agua, para atender la nueva carga demandada

Los calderines de vapor se diseñan para facilitar el volumen máximo necesario, en combinación con los controles y el equipo de combustión, a fin de evitar un excesivo aumento del flujo de agua hacia los separadores, lo que impide al mismo tiempo el arrastre de agua por el vapor.

VI.10.- CIRCULACIÓN

El objetivo del circuito *agua-vapor* es facilitar que la salida del vapor se haga en las condiciones especificadas de presión y temperatura. Este circuito asegura una refrigeración efectiva de las

paredes tubulares en condiciones de diseño y, en el supuesto de que la unidad se mantenga en servicio, mediante una explotación adecuada.

Se han desarrollado diversos sistemas de circulación en caldera, algunos de los cuales se ilustran en la Fig VI.28, clasificándose en dos grandes grupos de sistemas: $\begin{cases} \text{- } \textit{con recirculación} \\ \text{- } \textit{de paso único} \end{cases}$

Sistemas con recirculación.- El agua vaporiza parcialmente a su paso por el interior de los tubos que constituyen la superficie termointercambiadora de la caldera.

El agua no vaporizada y el agua de aporte, se recirculan hacia la entrada de los tubos vaporizadores de la caldera, para su posterior calentamiento y consiguiente generación de vapor. En este sistema el calderín de vapor facilita el volumen requerido para lograr una separación *vapor-agua* efectiva.

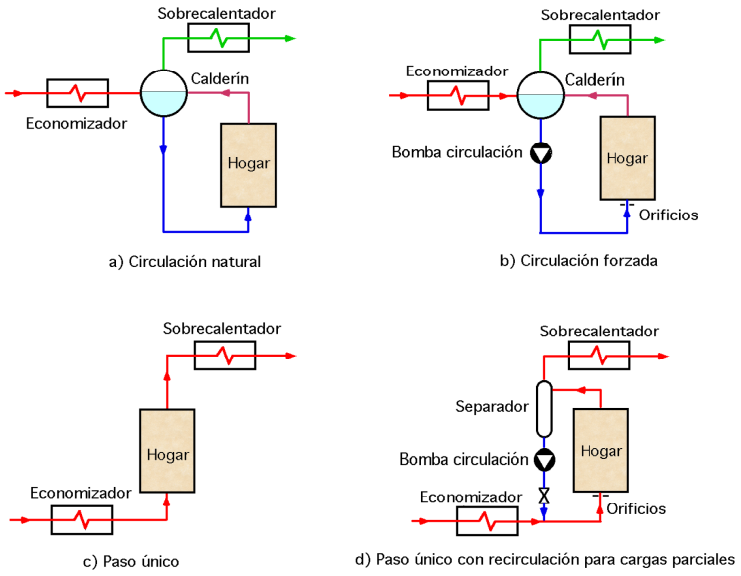


Fig VI.28.- Sistemas de circulación comunes para calderas de combustible fósil

Sistemas de paso único.- Permiten una vaporización continua del agua subenfriada a su paso por los tubos vaporizadores, que se convierte al 100% en vapor, sin necesidad de establecer una separación *vapor-agua*, por lo que no se precisa calderín de vapor. En los diseños de paso único, para obtener el flujo de agua y de *agua-vapor* a lo largo del circuito, se utiliza circulación forzada. En algunos casos, cualquiera que sea el sistema elegido, se emplea una combinación de los citados métodos de circulación.

Para facilitar su puesta en servicio se suele prever algún tipo de recirculación:

- A cargas bajas de la unidad, la recirculación mantiene una adecuada refrigeración de las paredes tubulares

- A cargas elevadas, la operación a alta presión en paso único mejora siempre el rendimiento del ciclo

CIRCULACIÓN NATURAL.- La acción de la fuerza de la gravedad sobre la:

- Diferencia de densidades del agua subenfriada dentro del tubo bajante

- Mezcla agua-vapor en los tubos vaporizadores ascendentes

produce la altura de bombeo para hacer circular el caudal del flujo.

En la Fig VI.29 se presenta un circuito simplificado de caldera que se compone de una rama no calentada integrada por un tubo bajante y de otra rama calentada compuesta por un tubo ascendente del vaporizador. El agua de los tubos bajantes está subenfriada como consecuencia de la mezcla entre el agua de alimentación a baja temperatura que procede del economizador y el agua a la temperatura de saturación, que descargan los correspondientes separadores de agua. El flujo de *agua-vapor* en dos fases se crea en los tubos vaporizadores como consecuencia del aporte de calor que reciben. Como la mezcla *agua-vapor* tiene una densidad media menor que la de la masa que circula por el interior del tubo bajante con agua en fase única, se crea una presión diferencial de bombeo por la acción de la gravedad y, en consecuencia, el flujo de fluido fluye por el circuito; el caudal correspondiente a este flujo aumenta o disminuye hasta que las correspondientes caídas de presión en todos los circuitos en paralelo de la caldera, estén completamente equilibradas con la presión disponible de bombeo.

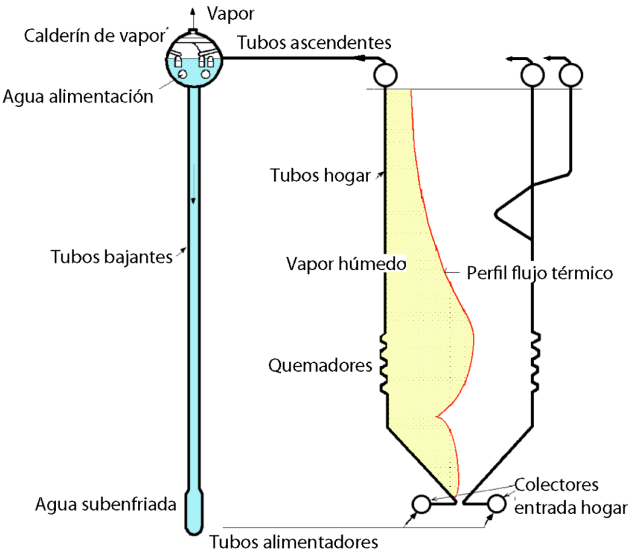


Fig VI.29 .- Perfil de flujo térmico en el hogar

Para un régimen permanente y flujo incompresible, el balance precedente toma la forma siguiente:

$$\{Z\ \rho_d - \int_0^z \rho_z\, dz\}\ \frac{g}{g_c} = \Delta p_{roz} + \Delta p_{acel} + \Delta p_{local}$$

en la que: $\begin{cases} z \text{ es la altura total vertical y } Z \text{ las alturas verticales diferenciales} \\ \rho_z \text{ es la densidad local del fluido en tubo calentado y } \rho_d \text{ es la densidad media del fluido bajante} \\ \Delta p_{roz}\ ,\ \Delta p_{acel}\ ,\ \Delta p_{local}\ , \text{ son las pérdidas de presión en el circuito} \end{cases}$

Cuando en la unidad generadora de vapor se aumenta el aporte calorífico, la velocidad de circulación se incrementa hasta un máximo que corresponde al mayor caudal del flujo. Si se producen mayores aportes de calor, se tendrán mayores pérdidas de presión en los tubos calentados, sin que aparezcan los correspondientes incrementos en la diferencia de presiones, por lo que cuando se llega a aportes caloríficos demasiado elevados, se justifica el hecho de que el caudal de la circulación disminuya, conforme se representa en la Fig VI.30. Las calderas de circulación natural se diseñan para

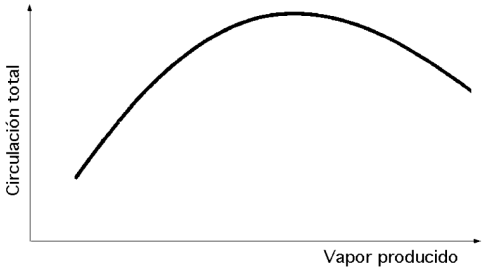


Fig VI.30.- Producción de vapor en función de la circulación, para una presión dada

que funcionen en toda la gama de condiciones operativas del generador de vapor, de forma que todo aporte de calor se corresponda siempre con un incremento de caudal. De esta forma, un sistema de circulación natural tiende a ser un sistema estable frente a las numerosas variaciones que se pueden presentar en la absorción de calor, en las que se incluyen:

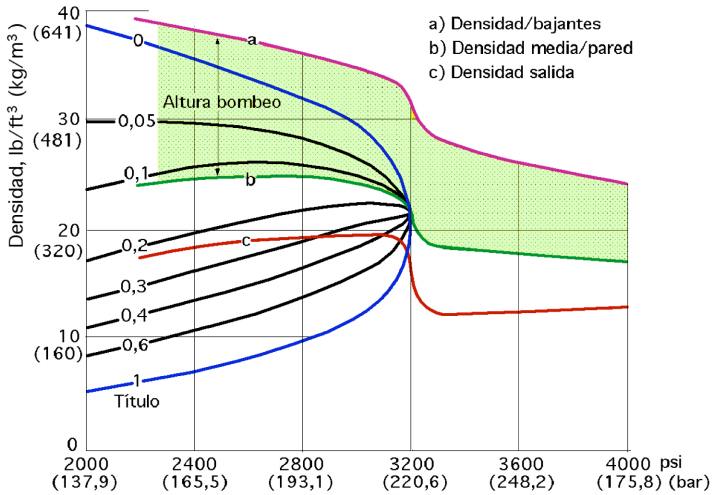


Fig VI.31.- Efecto de la presión y la densidad sobre la altura de bombeo

- Los cambios de carga súbitos

- Las modificaciones del estado de las superficies termointercambiadoras

- Las alteraciones de los quemadores del generador de vapor

La circulación natural es la más efectiva cuando existe una diferencia notable entre las densidades de las fases de vapor y agua. En la Fig VI.31, para un flujo de circulación natural, se indica el potencial disponible para garantizar la circulación, incluso para presiones del orden de 3100 psi ó (213,7 bar).

CIRCULACIÓN FORZADA.- En los sistemas de circulación forzada en unidades con recirculación y en unidades de paso único, la altura motriz para hacer frente a las caídas de presión en el circuito la facilita una bomba mecánica. Al contrario de lo que ocurre en la circulación natural, la circulación forzada implica un efecto compensador del caudal, es decir, el caudal no aumenta significativamente cuando se incrementa el aporte de calor, lo que se debe a que la mayor parte de la resistencia al flujo en los tubos de caldera, proviene de los dispositivos de distribución de flujo, como los utilizados en la entrada de los diferentes circuitos para equilibrar los flujos. La gran resistencia de estos distribuidores de flujo impide, cuando se incrementa el aporte de calor, cualquier aumento significativo del caudal del flujo. La circulación forzada se usa normalmente cuando la caldera se diseña para operar cerca o por encima de la presión crítica, 3208 psi ó (221,2 bar).

Existen algunas aplicaciones en procesos y en recuperación de calor, así como en diseños de calderas especiales, para los que puede resultar atractivo, económicamente, la utilización de un sistema con bomba de circulación y circulación forzada. En general, para presiones superiores a 3100 psi (213,7 bar), un sistema de circulación natural se hace demasiado voluminoso y costoso, por lo que el empleo de una bomba puede resultar más económico.

La circulación forzada funciona con efectividad, tanto a presiones subcríticas como supercríticas, existiendo pérdidas térmicas como consecuencia de la bomba de circulación. En las unidades que queman combustible fósil, si para el accionamiento de la bomba del sistema de circulación se hace uso de un motor eléctrico, la pérdida de energía es prácticamente el doble de la utilizada en el accionamiento de la bomba.

Evaluación de la circulación.- Los circuitos que configuran las paredes de cerramiento del hogar constituyen zonas muy importantes del generador de vapor. Las condiciones relativas a un elevado flujo térmico permanente hacen imprescindible una refrigeración continuada de los tubos del hogar.

Cualquier refrigeración inadecuada puede provocar:

- Un rápido recalentamiento
- Un fallo por fatiga térmica
- La rotura de los materiales por expansiones diferenciales entre los tubos

Durante los transitorios hay que incorporar al sistema los medios suficientes que faciliten una refrigeración adecuada, al tiempo que se mantengan a la salida del vapor de la caldera las condiciones especificadas en el diseño para el gasto de vapor demandado. Cualquiera de los sistemas de circulación mencionados se puede utilizar para refrigerar eficientemente los tubos de agua del hogar.

Para evaluar el método de circulación elegido para un determinado caso particular, se puede utilizar el siguiente criterio:

- La geometría del hogar se determina por el combustible y el sistema de combustión elegidos para la unidad

- Los componentes de las paredes del hogar, colectores, calderines, etc. se seleccionan de acuerdo con los requisitos especificados para el cerramiento del hogar

- La absorción local de calor se evalúa por la geometría del hogar, por el combustible y por el método de combustión, y mediante la experiencia se fijan los factores locales que se deben emplear para realizar la indispensable adaptación particular

- Los cálculos de la circulación se efectúan mediante la formulación para la caída de presión

- Los resultados de los cálculos de circulación, velocidades, título del vapor, etc. se comparan con los criterios de diseño

- El circuito del flujo se modificará en la medida necesaria y, en su caso, los cálculos de circulación se iterarán, hasta que se cumplimenten todos los criterios de diseño que se hayan impuesto.

CRITERIOS DE DISEÑO

a) Límites de flujo térmico crítico.- Para sistemas con recirculación se evitan las condiciones

propias del flujo térmico crítico. Para los sistemas de circulación de paso único, en el diseño se tienen en cuenta las desviaciones de la temperatura con el flujo térmico crítico.

b) Límites de estabilidad.- Indican las correlaciones para las caídas de presión, en función del flujo másico, para asegurar un flujo positivo en todos los circuitos y evitar cualquier funcionamiento con todo tipo de oscilación del flujo.

c) Límites en separadores de vapor y en calderín de vapor.- Indican los caudales máximos de vapor y de agua, para cada separador individual de *vapor-agua*, y el máximo caudal de agua hacia los tubos bajantes desde el calderín, todo ello para asegurar que no haya arrastre de agua por el vapor, ni succión de vapor por el agua.

d) Límites mínimos de velocidad.- Las velocidades superiores a una mínima prefijada en el circuito saturado, permiten que se reduzcan de forma notable las deposiciones de incrustaciones sólidas, los ataques químicos y los problemas relativos a la operatividad de la unidad.

e) Sensibilidad.- Se debe comprobar la característica de flujo del sistema, con el fin de asegurar que el caudal aumente al mismo tiempo que el aporte calorífico, para todas las condiciones esperadas de funcionamiento. La circulación se analiza dividiendo la caldera en circuitos simples individuales, como grupos de tubos o circuitos con los mismos puntos terminales extremos, con similares geometrías y con análogas características de absorción de calor.

La condición de equilibrio del flujo es la solución que satisface, simultáneamente, las diversas características de flujo para todos y cada uno de los diversos circuitos de la caldera. Para evaluar la circulación se utiliza un programa informático, que incorpora el cálculo de los siguientes parámetros: *- de transferencia térmica, en una y dos fases; - dinámicos, de flujo de caudales*

Con el programa se confecciona un modelo de circulación de la caldera como generador de vapor, y una descripción geométrica de cada uno de los circuito de caldera, que comprende:

- La especificación de los tubos bajantes, alimentadores y ascendentes

- Los orificios, codos y cambios de sección de cada tubo de la superficie termointercambiadora

Cada circuito que forma parte de la caldera puede estar afectado por una variación local de la transferencia de calor, debido a las diferentes entradas de calor relativas a la distribución del flujo térmico en el hogar. Para una determinada geometría y un perfil dado de absorción de calor, el programa informático establecido por el modelo determina, para cada circuito, el caudal equilibrado de *agua-vapor*, resolviendo las ecuaciones de energía, de masa y de cantidad de movimiento. Los resultados facilitan información sobre las *- propiedades de los fluidos; - caídas de presión y caudal en cada uno de los circuitos*

Para mejorar la circulación de los diversos circuitos individuales se realizan ajustes, como:

- *Cambiar* { *el numero de tubos ascendentes*; *las conexiones de suministro*; *el tipo y número de separadores vapor-agua en el calderín*; *los deflectores pantalla internos del calderín*; *la presión de operación, si fuese posible* }

- *Añadir orificios en las entradas a tubos individuales*

- *Reducción de la temperatura del agua entrante en el calderín*

Una vez finalizado el estudio de todo el circuito *agua-vapor*, se procede al diseño mecánico de detalle.

VI.11.- FLUJO TÉRMICO CRÍTICO

El régimen de flujo térmico crítico es un parámetro relativo al flujo en dos fases, que tiene una importancia fundamental en { *El análisis de la seguridad de los reactores nucleares*; *La operación de válvulas de muchos sistemas* }, y es el máximo caudal que puede circular a través de una sección dada; si se alcanza esta situación, el caudal que circula por la sección permanece constante al modificar la presión aguas arriba.

Para flujos de fase única, el flujo crítico viene definido por la velocidad del sonido en el medio considerado; el análisis se basa en las hipótesis de flujo unidimensional, isentrópico, homogéneo y en equilibrio, lo que conduce a:

Velocidad sónica: $c_s = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}\, g_c}$; Flujo crítico: $G_{máx} = u\sqrt{\frac{dp}{du}\, g_c}$

siendo: *p la presión,* ρ *la densidad del fluido y* $G_{máx}$ *el flujo máximo en* lb/ft^2s *(*kg/m^2s*)*

Cuando el fluido es { *agua saturada*; *una mezcla de las dos fases agua-vapor* }, las hipótesis simplificadoras anteriores ya no son válidas; en estos casos el fluido es heterogéneo y no isentrópico, con un importante transporte interfacial y condiciones muy inestables.

Para el cálculo del flujo crítico de la mezcla *agua-vapor* se utiliza el análisis de Moody, basado en un modelo de flujo anular, con hipótesis de velocidades axiales uniformes para cada fase en equilibrio; los resultados se representan en la Fig VI.32.

En comparación con las observaciones experimentales, esta correlación:

- *Sobreestima ligeramente el caudal para títulos bajos:* $x < 0,1$

- *Proporciona caudales bastante exactos, para títulos intermedios:* $0,2 < x < 0,6$

- *Tiende a subestimar el caudal con altos títulos de vapor:* $x > 0,6$

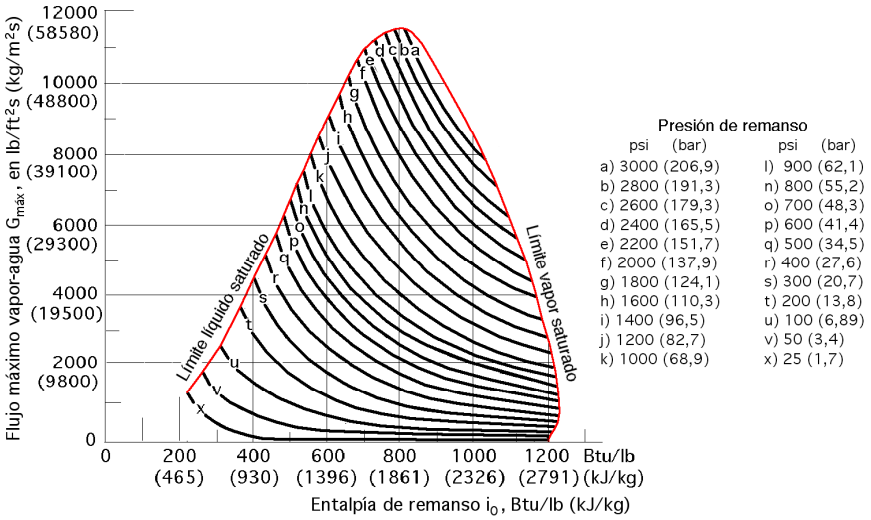


Fig VI.32.- Modelo de flujo crítico para régimen máximo de flujo vapor-agua

Una correlación que determina el flujo térmico crítico q_{FTC} $(\frac{Btu}{ft^2 h})$ en paquetes de barras de combustible de un reactor nuclear, ya enunciada anteriormente, y que se complementa con la Fig VI.10, es:

$$q_{FTC} = \frac{(a - b\,D_h)\,\{A_1 \left(A_2\;G\right)^{A_3 + A_4\,(p - 2000)} - A_9\;x_{FTC}\;r_{l\text{-}v}\;G\}}{A_5 \left(A_6\;G\right)^{A_7 + A_8\,(p - 2000)}}$$

en la que: $\begin{cases} a = 1{,}15509\;;\; b = 0{,}40703\;;\; A_1 = 370{,}2\;;\; A_2 = 591370\;;\; A_3 = 0{,}83040\;;\; A_4 = 0{,}00068479 \\ A_5 = 12{,}71\;;\; A_6 = 0{,}0000030545\;;\; A_7 = 0{,}71186\;;\; A_8 = 0{,}00020729\;;\; A_9 = 0{,}15208 \\ x_{FTC} \text{ es el título de vapor para el flujo térmico crítico} \end{cases}$

REFERENCIAS CAP VI.- VAPORIZACION

Tong L.S.- BOILING HEAT TRANSFER AND TWO-PHASE FLOW.- Wiley.- 1965

Wallis G.B.- ONE-DIMENSION TWO-PHASE FLOW.- McGraw- Hill.- 1969

Hsu Y. Y., Graham R.W.- TRANSPORT PROCESSES IN BOILING AND TWO-PHASE SYSTEMS.- Hemisphere.- 1976

Butterworth D. , Hewitt G.F.- TWO-PHASE FLOW AND HEAT TRANSFER.- Oxford University Press.- 1977

Lebey R. T., Moody F.J.- THERMAL HYDRAULICS OF BOILING WATER NUCKEAR REACTORS.- American Nuclear Society.- 1977

Bergles A. E.- TWO-PHASE FLOW AND HEAT TRABNSFER IN THE POWER AND PROCESS INDUSTRIES.- Hemisphere.- 1981

B&W.- STEAM: ITS GENERATION AND USE.- 40thEdition, Chapter 5.- Barberton, Ohio, USA.- 1992

Moody F. J.- MAXIMUM FLOW RATE OF A SINGLE COMPONENT, TWO-PHASE MIXTURE, Journal of Heat Transfer, Vol. 87, 1965.